

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



Optimização de um sistema de arrefecimento solar térmico para um edifício de serviços no sul da Europa

Rui Miguel Metelo de Figueiredo

Dissertação

Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente

2013

UNIVERSIDADE DE LISBOA
FACULDADE DE CIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



Optimização de um sistema de arrefecimento solar térmico para um edifício de serviços no sul da Europa

Rui Miguel Metelo de Figueiredo

Dissertação

Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente

Orientadores: Guilherme Carrilho da Graça (FCUL, NaturalWorks)

2013

Agradecimentos

- Ao professor Guilherme Carrilho da Graça por me ter dado a possibilidade de abraçar este trabalho, que de alguma forma, foi desafiante e enriquecedor do ponto de vista académico;
- Ao Pedro Paredes e à Maria Lerer da NaturalWorks por toda a sapiência transmitida;
- À Filipa, pelo constante apoio não só na realização deste trabalho como nos momentos mais desmotivadores ao longo de todo o meu percurso académico;
- Ao Nuno Mateus e ao António por toda a ajuda e paciência ao longo destes últimos meses;
- À minha família, sempre presente quando é necessário,
- E claro, a todos os amigos e colegas que travei amizade ao longo destes últimos 6 anos e que, de uma forma ou outra, fizeram parte deste meu percurso...

Abstract

The building of *BRISA* Operation Control Center combines high indoor climate control performance standards with low environmental impact. The building skin has solar thermal energy collecting surfaces installed in the façade, taking advantage of the local climate's high solar availability. These surfaces perform several tasks: thermal energy collection for the cooling and heating system, shading of the building external skin and improvement of the thermal and acoustic insulation. As expected for a building with high internal loads in a mild climate, cooling is the main requirement. This building has a single cycle absorption cooling system to use the cooling potential of the solar collecting surfaces.

This work presents the main aspects of the design process and resultant indoor climate control system, including software simulation results and details of the most innovative parts of the building ventilation and energy exchange systems. The main road traffic control room, and a set of connected offices, uses displacement ventilation in a raised floor configuration with inflow in the room perimeter. The building and climate control system design relied on software thermal simulation (*EnergyPlus*, including a developed displacement ventilation model). This simulation proved essential in devising the control strategy for the energy production system.

The predicted solar fraction for the solar power air conditioning of this building was higher than 60%, being the remaining from backup system (chiller/heat pump).

Keywords: Solar cooling; Thermal storage; Absorption; EnergyPlus

Resumo

O edifício do Centro de Controlo Operacional da BRISA procura conjugar uma elevada performance nas condições térmicas interiores com um reduzido impacto ambiental. Este edifício apresenta as fachadas exteriores cobertas por colectores solares térmicos, aproveitando assim os níveis significativos de energia solar disponíveis do local. Estes colectores podem cumprir assim várias funções: alimentação do sistema de aquecimento e arrefecimento, sombreamento da fachada e reforço do isolamento térmico e acústico. O edifício utiliza ainda um sistema de arrefecimento por ciclo de absorção (de efeito simples) visto que as suas maiores necessidades térmicas são de arrefecimento.

O presente trabalho apresenta os principais aspectos do projecto de execução do edifício e do sistema de climatização associado, incluindo os resultados obtidos (a partir de softwares de simulação) dos sistemas inovadores de ventilação e de permuta de energia. A principal sala de controlo, assim como os gabinetes adjacentes, utilizam um sistema de ventilação por deslocamento vertical através de plenos de insuflação localizados num piso elevado. O sistema de climatização do edifício pode então ser previsto a partir de um software de simulação térmica (EnergyPlus, que inclui um modelo desenvolvido para a ventilação por deslocamento vertical). Esta simulação torna-se essencial na elaboração da estratégia de controlo para o sistema de produção de energia.

A contribuição total de energia solar para o sistema de arrefecimento solar térmico deste edifício foi superior a 60%, sendo o restante a partir do sistema de apoio (chiller eléctrico).

Palavras-chave: Arrefecimento solar, Armazenamento térmico, Absorção, EnergyPlus

Índice

1.	Introdução.....	1
1.1	Enquadramento.....	1
1.2	Estrutura global do trabalho	3
2.	Conceitos teóricos	4
2.1	Recurso solar	4
2.1.1	Radiação solar	4
2.1.2	Interacção sol - edifício	4
2.2	Transferência de Calor	5
2.3	Conforto térmico	8
2.4	Balço energético	9
2.5	Ventilação por deslocamento vertical	10
2.6	Simulação Dinâmica Computacional	12
2.6.1	EnergyPlus.....	12
3.	Estado de arte	15
3.1	Colectores solares térmicos	15
3.1.1	Colector a ar	15
3.1.2	Colectores planos	16
3.1.3	Concentrador Parabólico Composto.....	16
3.1.4	Tubos de vácuo.....	17
3.2	Arrefecimento solar térmico.....	18
4.	Caso de estudo.....	20
4.1	Localização e descrição do edifício.....	20
4.2	Análise das condições exteriores.....	22
4.3	Arquitectura.....	23
4.4	Sistema de Climatização	24

4.4.1	Sistema solar térmico	25
4.4.2	Depósitos	28
4.4.3	<i>Chiller</i> de absorção de efeito simples.....	30
4.4.4	Torre de arrefecimento	31
4.4.5	Bomba de calor convencional (backup)	32
4.4.6	Unidades de Tratamento de Ar.....	33
4.4.7	Ventilo-convectores.....	34
5.	Previsão das Cargas Térmicas	35
5.1.1	Zonamento e modelo geométrico	35
5.1.2	Elementos Construtivos.....	37
5.1.3	Temperatura do Solo	38
5.1.4	Cargas Internas	39
5.1.5	Infiltração	40
5.1.6	Climatização	40
6.	Optimização do Sistema de Controlo	43
6.1	Rotina de optimização	43
6.2	Regras de controlo do sistema.....	44
6.3	Balanço energético dos depósitos.....	47
7.	Resultados	50
7.1	Cargas térmicas	50
7.2	Contribuição da Energia Solar	51
7.3	Temperatura dos Depósitos	52
7.4	Balanço Global do Sistema Térmico	53
8.	Conclusões e Desenvolvimento futuro.....	55
9.	Bibliografia.....	56
10.	Anexo I – Esquema completo do sistema de climatização	I
11.	Anexo II – Curvas de potência do chiller de absorção	II
12.	Anexo III - Características específicas das unidades de tratamento de ar	III

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Tecnologias de arrefecimento solar mais utilizadas na actualidade	18
Tabela 2 – Detalhes do sistema solar consoante a fachada	26
Tabela 3 – Características específicas do chiller de absorção (projecto de execução).....	31
Tabela 4 – Características específicas do chiller de <i>backup</i> (projecto de execução)	32
Tabela 5 – Parâmetros que os VCs devem cumprir	34
Tabela 6 – Características específicas dos VCs instalados (projecto de execução)	34
Tabela 7 – Caracterização do exterior para o interior das soluções construtivas utilizadas	37
Tabela 8 – Cargas térmicas e horários de cada zona nos dois cenários considerados.....	39
Tabela 9 – Valores de infiltração utilizados na simulação para as diferentes zonas	40
Tabela 10 – Alguns <i>inputs</i> necessários de forma a simular as UTAs no <i>E+</i>	41
Tabela 11 – Carga térmica máxima instantânea e horária para os dois cenários considerados.....	51
Tabela 12 – Balanço anual do sistema de climatização do edifício CCO	54

Índice de Figuras

Figura 1 – Relação entre as emissões de CO ₂ provenientes do consumo de petróleo e o preço anual do barril desse combustível em várias zonas do mundo entre 1971-2010 (IEA, 2013).	1
Figura 2 – Quota do consumo final de energia (%) em 2011 por sector de actividade económica em Portugal (INE, 2013)	2
Figura 3 – Quota do consumo anual de energia eléctrica (%) em 2011 por sector de actividade económica em Portugal (INE, 2013)	2
Figura 4 – Exemplos de transmissão de calor por condução, convecção e radiação (UWE, 2009)	6
Figura 5 – Representação esquemática da conservação de energia para um dado volume de controlo num determinado instante	6
Figura 6 – Valores de PMV (escala de sensibilidade térmica) (Graça, 2011)	9
Figura 7 – Relação entre o PPD e o PMV (Águas, 2001)	9
Figura 8 – Exemplo de distribuição de ar para (a) um sistema de deslocamento vertical pelo piso e para (b) um sistema convencional (Alajmi & El-Amer, 2010)	11
Figura 9 – Esquema de um pleno existente no pavimento (Leite, 2003)	11
Figura 10 - Esquema dos vários <i>inputs</i> a considerar numa simulação E+ (Branz)	13
Figura 11 – Trocas de calor consideradas na simulação de uma zona térmica (NaturalWorks, 2009) .	14
Figura 12 – Esquema da solução integrada dos elementos no E+	14
Figura 13 – (a) Radiação total anual na horizontal [kWh.m ⁻²] na Europa e (b) mapa do número de horas de sol em Portugal (Vallêra, 2009).	15
Figura 14 – (a) Secção típica de um colector plano e (b) as suas principais perdas (Weiss & al., 2008)	16
Figura 15 – Corte de secção de um colector CPC (INETI, 2008).	17
Figura 16 – Esquema básico do arrefecimento solar térmico (Mendes, 2009)	18
Figura 17 – Localização do caso de estudo [adaptado de www.bing.com/maps/ em 09/2013].	20
Figura 18 – Fotografia panorâmica do lado sudeste do edifício CCO (Graça, João L. C.)	20
Figura 19 – Fotografias de colectores solares degradados no edifício em estudo	21
Figura 20 – Média mensal da temperatura exterior e da radiação solar global incidente numa superfície horizontal para a localidade de Lisboa e Cascais.	22
Figura 21 – Planta do piso 0	23

Figura 22 – Planta do piso 1	23
Figura 23 – Corte frontal do interior do edifício a partir do lado sul	23
Figura 24 – Esquema simples da integração da energia solar no sistema térmico do edifício CCO.....	24
Figura 25 – Fotografia de painéis solares na fachada este do edifício CCO (à esquerda) e esquema representativo de uma montagem em série (em cima).	25
Figura 26 – Fotografia dos painéis solares instalados na cobertura (à esquerda) e exemplo de uma ligação em paralelo de canais (em cima).....	26
Figura 27 – Esquema dos colectores planos existentes na cobertura do edifício CCO.....	26
Figura 28 – Média mensal diária da energia solar incidente nas orientações utilizadas no sistema	27
Figura 29 – Secção transversal do depósito com o respectivo circuito térmico do fluxo de calor.....	29
Figura 30 – Ciclo de operação de um chiller de absorção de efeito simples (THERMAX, 2008)	30
Figura 31 – Esquema de uma torre de arrefecimento.....	31
Figura 32 – Esquema do tipo de UTA instalada no edifício CCO	33
Figura 33 – Diferentes perspectivas da geometria utilizada na simulação do modelo do edifício CCO.	35
Figura 34 – Zonamento do piso 0.....	36
Figura 35 – Zonamento do piso 1.....	36
Figura 36 – Relação entre as temperaturas mensais do ar exterior e as do solo (a 2 m de profundidade) para o caso de estudo.....	38
Figura 37 – Fotografia do interior da sala de operações, sendo visível o painel de gestão de tráfego..	39
Figura 38 – Representação esquemática dos três nós de temperatura e dos gradientes de temperatura (EnergyPlus, 2012).....	42
Figura 39 – Fluxograma representativo da optimização do sistema de climatização do edifício CCO	43
Figura 40 – Frequência das temperaturas obtidas na simulação no cenário A (esquerda) e no cenário B (direita), para o ar interior de cada zona climatizada ao longo de um ano	50
Figura 41 – Contribuição relativa de cada zona no consumo anual do edifício em energia térmica	50
Figura 42 - Contribuição relativa de cada zona, tendo em conta a sua área de pavimento, no consumo anual de energia térmica do edifício.....	50
Figura 43 – Previsão do valor médio diário das cargas térmicas no cenário A (esquerda) e B (direita)	51
Figura 44 – Previsão média mensal diária da energia útil captada pelos vários grupos de painéis.....	52

Figura 45 – Previsão das temperaturas dos depósitos de água quente (à esquerda) e água fria (à direita) para o cenário A	52
Figura 46 - Previsão das temperaturas dos depósitos de água quente (à esquerda) e água fria (à direita) para o cenário B.....	53
Figura 47 – Balanço semanal ao longo do ano do sistema de climatização do edifício CCO no cenário A.....	53
Figura 48 - Balanço semanal ao longo do ano do sistema de climatização do edifício CCO no cenário B	54

Acrónimos e siglas

OCDE - Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico

PIB – Produto Interno Bruto

INE – Instituto Nacional de Estatística

AVAC – Aquecimento, ventilação e ar condicionado

CCO – Centro de Coordenação Operacional

PMV - *Predicted Mean Vote*

PPD - *Percentage of People Dissatisfied*

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*

DOE – Departamento de Energia dos E.U.A.

UTA – Unidade de tratamento de ar

LNEG – Laboratório Nacional de Energia e Geologia

COP – *Coefficient of Performance*

CPC – Concentrador Parabólico Composto

AQS – Águas quentes sanitárias

VAV – Volume de ar variável

VC – Ventilador-convetor

RPH – Renovações de ar por hora

RSECE – Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios

1. Introdução

1.1 Enquadramento

Ao longo dos últimos 200 anos, a satisfação das necessidades energéticas globais assentou sobretudo na utilização dos combustíveis fósseis. Contudo, a sociedade contemporânea excedeu-se no consumo desses combustíveis sem olhar para as consequências ambientais e socioeconómicas. A Terra tem vindo a sofrer com esses excessos que levaram a um aumento do chamado efeito de estufa. Os gases da atmosfera com efeito de estufa são, fundamentalmente, o vapor de água, o dióxido de carbono (CO_2), o metano, o ozono, o óxido nitroso e os clorofluorcarbonetos. Todos eles são praticamente transparentes para a radiação solar (pequeno comprimento de onda) mas absorvem grande parte da radiação do Globo (grandes comprimentos de onda). O aumento da emissão desses gases para a atmosfera está a alterar a estrutura natural desta, provocando vários impactos negativos na biosfera. Como exemplos desses impactos tem-se o aumento da temperatura do ar e dos oceanos - o que provoca o degelo das calotes polares e, conseqüentemente, uma subida do nível médio das águas do mar, mudanças na precipitação nos diferentes continentes, secas mais intensas e mais longas, alterações comportamentais da fauna e da flora, entre muitos outros.

Outro dos problemas relacionados com a exploração dos combustíveis fósseis, nomeadamente do petróleo bruto, prende-se com a localização geográfica das jazidas. De facto, em algumas zonas onde os conflitos são frequentes encontram-se os maiores produtores de petróleo bruto. Em alturas de crise política ou militar nessas regiões, o preço do petróleo bruto sobe desmesuradamente, afectando todos os países do mundo. No ano de 2011, o petróleo foi responsável por 36% (IEA, 2013) do total de CO_2 emitido para a atmosfera proveniente do consumo dos combustíveis fósseis. A Figura 1 ilustra bem como as emissões de CO_2 [em milhões de toneladas por ano] a partir do consumo de petróleo, nos diferentes países membros e não membros da OCDE, estão relacionadas com o preço médio anual do barril de petróleo [em dólares americanos] nos últimos 40 anos. A OCDE (Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico) é uma organização internacional de 34 países que aceitaram os princípios da democracia representativa e da economia de livre mercado. A maioria dos membros da OCDE tem uma economia com um elevado PIB *per capita* e são considerados países desenvolvidos, à excepção do México, Chile e Turquia.

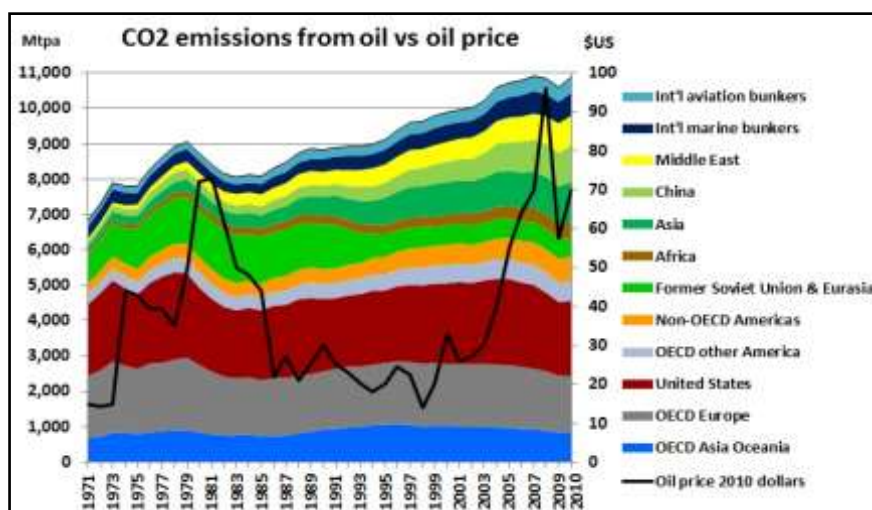


Figura 1 – Relação entre as emissões de CO_2 provenientes do consumo de petróleo e o preço anual do barril desse combustível em várias zonas do mundo entre 1971-2010 (IEA, 2013).

Não é de admirar que muitos dos actuais esforços com vista à diminuição do consumo energético, tenham sido iniciados após a década de 1970, aquando dos conflitos no Médio Oriente. Estes causaram elevadas oscilações no preço do barril de petróleo, em resultado do decréscimo abrupto da oferta, originando grandes repercussões no mundo ocidental. Devido a estes factores e de modo a

alcançar um futuro mais sustentável, diversas estratégias ao nível do ambiente e da energia têm vindo a ser implementadas em vários países ao longo dos últimos anos, como a segurança no abastecimento de energia, a eficiência energética, a reciclagem, o uso de energias renováveis, entre muitas outras. Uma dessas estratégias foi acordada em Março de 2007, onde os líderes políticos da União Europeia definiram algumas metas energéticas a atingir até 2020. Essas metas foram designadas de “20-20-20” e consistiam na redução das emissões dos gases de efeito de estufa em 20% abaixo do nível de 1990, no aumento da contribuição das energias renováveis para 20% do consumo energético, e na redução de 20% do consumo de energia primária através da melhoria da eficiência energética.

A União Europeia está cada vez mais empenhada na redução dos consumos energéticos dos edifícios de modo a cumprir as metas estabelecidas, levando a que algumas empresas de serviços, da indústria e organizações governamentais, estejam sob tremendas pressões económicas e ambientais nos últimos anos. Serem economicamente competitivas no mercado global e atenderem às normas ambientais, que são cada vez mais exigentes, têm sido os factores mais importantes na gestão dos seus custos operacionais e nas decisões dos seus investimentos. De acordo com o balanço energético final do ano de 2011, a utilização de energia nos edifícios representa cerca de 30% (Figura 2) do uso de energia final em Portugal (residencial com 17.8% e os serviços com 12.2%). As fontes energéticas correspondentes são muito diversificadas, mas nota-se uma preponderância do uso de electricidade que, nos edifícios, representa quase 60% (Figura 3) da utilização a nível nacional.

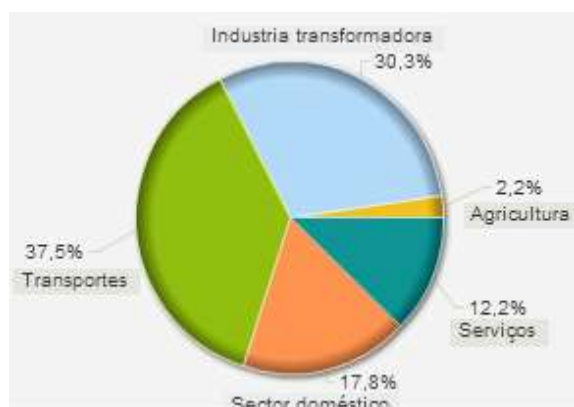


Figura 2 – Quota do consumo final de energia (%) em 2011 por sector de actividade económica em Portugal (INE, 2013)

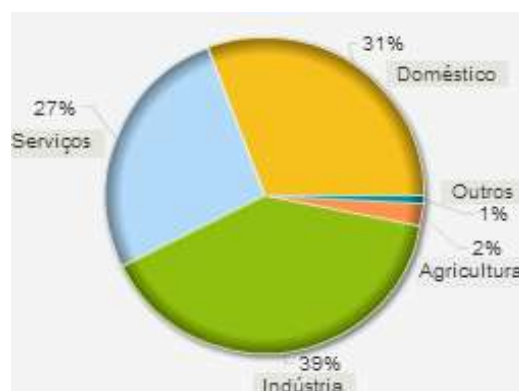


Figura 3 – Quota do consumo anual de energia eléctrica (%) em 2011 por sector de actividade económica em Portugal (INE, 2013)

Os edifícios apresentam assim uma elevada dinâmica de crescimento, quer em termos de número total de edifícios existentes, quer em termos de utilização de energia em cada edifício. Trata-se de um sector muito heterogéneo, englobando alguns edifícios muito eficientes e outros claramente com pior desempenho energético em que há, portanto, um elevado potencial para melhorar através de planos de racionalização de energia.

Dando especial destaque aos sistemas AVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado), que podem pesar até 60% do consumo anual de electricidade dos edifícios de serviços, surge então a importância na aposta das energias renováveis e, consequentemente, da necessidade de armazenamento da energia gerada por estas, pois nem sempre a disponibilidade de produção coincide com a necessidade de consumo. Na estação de aquecimento, pode-se utilizar directamente a energia captada por painéis solares térmicos para produção de água quente a baixa temperatura (entre 40 a 60°C) e as unidades terminais (ventilo-conectores por exemplo) para fazerem a permuta desse calor para o espaço a climatizar. Na estação de arrefecimento, pode-se utilizar a energia captada pelos painéis solares térmicos para a produção de água quente a alta temperatura (entre 70 a 90°C) como fonte de energia do *chiller* de absorção. Esse *chiller* vai gerar água fria que, por sua vez, será utilizada pelas unidades terminais no arrefecimento do espaço a climatizar. Caso seja necessário um apoio complementar em ambas as estações, pode-se utilizar uma bomba de calor ou uma caldeira.

O tema desta tese é a optimização do sistema de arrefecimento solar térmico do edifício do Centro de Coordenação Operacional (CCO) da empresa BRISA Auto-estradas de Portugal sediada em Carcavelos. O sistema de climatização deste edifício tem um carácter inovador, já que utiliza a radiação solar captada pelos colectores solares térmicos instalados na sua envolvente, como fonte de calor de um chiller de absorção de efeito simples. Este, por sua vez, irá suprir as necessidades de climatização mais significativas do edifício: as de arrefecimento (previstas a partir de um software de simulação térmica). O sistema contempla ainda cinco depósitos de 6 m³ (três de armazenamento de calor e dois de água fria) de forma a acumular energia térmica para a utilização nos períodos com baixa radiação solar, levando a que este edifício seja considerado altamente eficiente sob o ponto de vista energético. No entanto, devido a alguns problemas existentes nesse sistema, a central térmica foi reformulada, tornando-se assim relevante a optimização das suas novas regras de controlo.

1.2 Estrutura global do trabalho

O presente trabalho pode ser dividido em três partes distintas, no actual capítulo (Introdução), corpo principal e, por último, conclusões finais e referências bibliográficas. O corpo principal é constituído por seis diferentes grupos, podendo estes ser abordados pelos tópicos seguintes:

- Os conceitos teóricos: onde serão detalhados alguns pormenores sobre a radiação solar e a transferência de calor em diferentes meios. Também será explicado o motivo da utilização das ferramentas de simulação energética e dos sistemas com ventilação por deslocamento vertical.
- No capítulo seguinte, será apresentado o estado de arte dos sistemas de arrefecimento solar térmico e dos colectores solares térmicos.
- No capítulo designado de “Caso de estudo”, será feito um enquadramento do edifício estudado (histórico, localização e clima local) assim como a caracterização dos vários equipamentos associados ao seu sistema de climatização.
- De seguida será apresentado o modelo geométrico do edifício, efectuado no *software Google Sketchup*, assim como alguns dos *inputs* necessários (ocupação, iluminação e equipamentos, ventilação, entre outros) para a previsão das suas cargas térmicas, com recurso ao *software* de simulação energética *EnergyPlus*.
- No capítulo “Optimização do sistema de controlo” será desenvolvido, sucintamente, o algoritmo usado no *software Matlab*, de modo a simular todo o sistema de climatização do edifício.
- No último capítulo que define o corpo do trabalho, serão divulgadas as cargas térmicas totais do edifício, as variações de temperatura nos depósitos de armazenamento térmico e a dependência anual do sistema de climatização em relação aos painéis solares e ao sistema de apoio (*chiller*).

2. Conceitos teóricos

2.1 Recurso solar

2.1.1 Radiação solar

De acordo com (Duffie & Beckman, 1991), “o sol é uma esfera de matéria gasosa intensamente quente com um diâmetro de 1.39×10^9 m e está, em média a 1.5×10^{11} m da Terra. O sol tem uma temperatura eficaz de corpo negro de 5777 K. A temperatura nas regiões internas centrais é estimada de 8×10^6 a 40×10^6 K e a densidade é estimada em ser cerca de 100 vezes a da água.”

Aplicando a Lei de Stefan-Boltzmann e sabendo que a energia proveniente da superfície solar se conserva através do espaço, é possível determinar a potência que atinge o topo da atmosfera terrestre:

$$P_{solar} = \sigma T^4 \left(\frac{R_s}{d_{ts}} \right)^2 \quad [1]$$

Sendo,

σ a constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W.K}^{-4}.\text{m}^{-2}$), T a temperatura [K] média da superfície solar, R_s o raio [m] solar equatorial e d_{ts} a distância média [m] entre a Terra e o Sol.

Resolvendo a equação anterior obtém-se o valor aproximado de 1360 W.m^{-2} , porém, grande parte dessa irradiância extraterrestre não chega à superfície terrestre devido a processos de reflexão, dispersão e absorção existentes na atmosfera. Este último efeito faz com que em dias de céu limpo, em que a radiação solar é de 1360 W.m^{-2} à entrada na atmosfera, raramente atinja valores superiores a 1000 W.m^{-2} na superfície terrestre (Duffie & Beckman, 1991).

Na superfície terrestre, a energia solar que uma determinada superfície recebe, resulta da soma da radiação directa, da radiação difusa (a radiação que foi difundida em todas as direcções pelas moléculas de ar e por partículas que compõem a atmosfera) e ainda da radiação reflectida por outras superfícies (vegetação, solo, obstáculos). Se se adicionar todas estas radiações, é possível obter a radiação total, que no fundo é a que vai ser aproveitada pelos sistemas de energia solar térmica. Segundo (Lanham & al., 2004), num dia de céu limpo, a percentagem de radiação que chega ao solo é aproximadamente 50% da emitida pelo sol, sendo a percentagem de radiação difusa baixa. No entanto, num dia com nuvens, a radiação difusa pode variar entre 10 a 100% da radiação que chega ao solo.

2.1.2 Interacção sol - edifício

As variáveis climáticas que mais influenciam os edifícios, em termos de transferência de calor, são a temperatura do ar exterior e a radiação solar (Gonçalves & Graça, 2004). Estas variáveis têm um papel determinante no conforto térmico dos edifícios de serviços no sul da Europa, onde as necessidades térmicas ao longo do ano são, essencialmente, as de arrefecimento. De modo a reduzir essas necessidades, é possível adoptar algumas das estratégias designadas de bioclimáticas, como a utilização de protecções solares nas janelas, paredes e coberturas, uma ventilação adequada, aumentar a humidade relativa do ambiente com lagos, fontes e vegetação, conjugar uma forte inércia térmica com ventilação nocturna, entre muitas outras. Apesar de grande parte dessas técnicas apenas poderem ser aplicadas, eficientemente, na fase de projecto dos edifícios, algumas ainda podem ser implementadas em edifícios já existentes com custos aceitáveis.

No entanto, a redução de cargas térmicas depende de vários factores, como as características da envolvente exterior, a orientação do edifício, condições climáticas, latitude, etc. Deste modo, torna-se importante compreender a interacção entre o sol e os edifícios, quer em termos energéticos, quer em termos da sua posição ao longo do ano.

A posição do sol em relação a uma determinada superfície, num determinado instante, é definida pela sua altura solar θ e pelo seu azimute solar φ . Estes parâmetros variam a cada instante, em ciclos anuais, devido à inclinação do eixo de rotação da Terra e à trajectória elíptica de translação da Terra em redor do sol, daí poderem ser expressos a partir da latitude do local, da hora do dia e do dia do ano. Assim, para cada hora do ano é possível determinar a altura solar θ e o azimute solar φ (Panão, 2010):

$$\omega = \frac{\pi}{12}(\text{hora solar local} - 12) \quad [2]$$

$$\delta = 0.13 \cdot \pi \cdot \sin \left[2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{284+J}{365} \right) \right] \quad [3]$$

$$\theta = \sin^{-1}(\cos \lambda \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \lambda \cdot \sin \delta) \quad [4]$$

$$\varphi = \cos^{-1} \left[\frac{\sin \theta \cdot \sin \lambda - \sin \delta}{\cos \theta \cdot \cos \lambda} \right] \quad [5]$$

Sendo,

ω o ângulo horário em radianos [rad], δ a declinação solar [rad], J é o dia Juliano (em que o dia 1 de Janeiro corresponde a $J=1$), λ a latitude [rad], θ a altura solar [rad] e φ o azimute solar [rad].

2.2 Transferência de Calor

Os edifícios filtram a passagem de luz, ar, ruído e energia, entre o ambiente interior e exterior, ou seja, são construídos para acomodar as actividades humanas e protegê-las das condições exteriores. As trocas de calor da envolvente do edifício resultam do facto de existirem diferenças de temperatura entre dois ou mais meios, e são sempre efectuadas no sentido do elemento com a temperatura mais elevada para o de temperatura mais baixa, sendo a quantidade de energia cedida pelo elemento mais quente igual à recebida pelo elemento mais frio. Essas trocas de calor, representadas na Figura 4, podem dar-se através de três mecanismos: condução, convecção e radiação.

Quando existe um gradiente de temperatura num meio estacionário, que pode ser um líquido ou um sólido, usa-se o termo condução para referir o calor transferido de um corpo para outro em consequência dos choques moleculares entre eles. Em contraste, o termo convecção refere-se à transferência de calor que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento quando estão a temperaturas diferentes. O terceiro modo de transferência térmica é designado de radiação térmica. Todas as superfícies de temperatura finita emitem energia em forma de ondas electromagnéticas. Assim, na ausência de um meio interveniente, existe uma troca de calor por radiação entre duas superfícies a diferentes temperaturas.

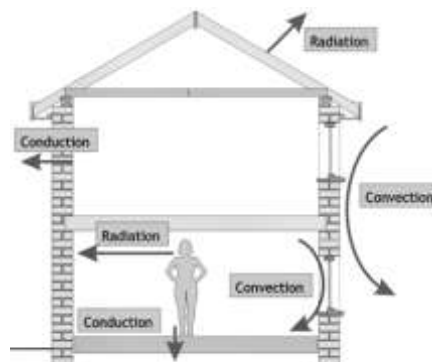


Figura 4 – Exemplos de transmissão de calor por condução, convecção e radiação (UWE, 2009)

Condução

De acordo com (Incropera, Dewitt, & al., 2007), a lei de Fourier descreve que o fluxo de calor transmitido, unidireccionalmente, por unidade de área por condução, é traduzido por:

$$q_{cond} = - \lambda \frac{dT}{dx} \quad [6]$$

onde,

q_{cond} – é o fluxo de calor transmitido por condução por unidade de área [W.m^{-2}]
 λ - a condutividade térmica de um material [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]. Este parâmetro define a facilidade com que um material transfere calor e varia consoante as suas propriedades físicas.

$\frac{dT}{dx}$ – é o gradiente de temperatura entre dois pontos do material [K.m^{-1}]

O sinal negativo na equação anterior indica o sentido do fluxo de calor, sendo positivo quando efectuado no sentido do meio com a temperatura mais baixa.

No entanto, mesmo sendo possível determinar a diferença de temperatura entre duas superfícies de um material, só a Lei de Fourier não permite analisar o efeito transiente (a evolução da distribuição de temperaturas e energia armazenada) da condução de calor através de superfícies. Isto torna-se possível caso se considere a Equação 8, que se baseia no princípio de conservação de energia. De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica - a da Conservação da Energia, a energia num sistema fechado, em que não existe transferência de massa, permanece constante ao longo do tempo. O que significa que a única maneira de a energia total de um sistema fechado ser alterada é através de fluxos de energia nos limites do sistema. Esta lei da termodinâmica é aplicada em muitos processos físicos, pois permite determinar com rigor a quantidade de energia armazenada num dado volume de controlo infinitesimal (Figura 5), num determinado intervalo de tempo, através do balanço energético descrito na Equação 7.

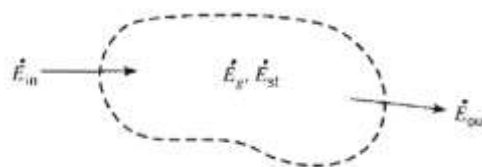


Figura 5 – Representação esquemática da conservação de energia para um dado volume de controlo num determinado instante

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_g = \dot{E}_{st} \quad [7]$$

Onde:

$$\dot{E}_{in} = q_x + q_y + q_z - \text{calor transferido para o sistema [W]}$$

$$\dot{E}_{out} = q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz} - \text{calor libertado pelo sistema [W]}$$

$$\dot{E}_g = \dot{q}.dx.dy.dz - \text{calor gerado no sistema [W]}$$

$$\dot{E}_{st} = \rho . c_p . \frac{dT}{dt} . dx.dy.dz - \text{calor armazenado no sistema [W]}$$

A partir da Equação 7, é possível obter a Equação de difusão de calor:

$$\frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left(\lambda \frac{dT}{dy} \right) + \frac{d}{dz} \left(\lambda \frac{dT}{dz} \right) + \dot{q} = \rho . c_p . \frac{dT}{dt} \quad [8]$$

onde no primeiro membro, está representado o calor transferido por condução nas diferentes coordenadas cartesianas [W.m⁻³] mais a taxa de energia gerada pela unidade de volume, \dot{q} [W.m⁻³]. O segundo membro representa a taxa de variação de energia térmica armazenada nesse volume [W.m⁻³]. Caso a condutividade térmica seja constante, é possível obter uma versão ainda mais simplificada:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} + \frac{\dot{q}}{\lambda} = \frac{1}{\alpha} . \frac{dT}{dt} \quad [9]$$

em que $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ [m².s⁻¹], sendo ρ a densidade específica [kg.m⁻³] e c_p [J.kg⁻¹.K⁻¹] o calor específico à pressão constante de um dado material. O termo α designa-se por coeficiente de difusividade térmica e mede a capacidade de um material conduzir calor em relação à sua capacidade de armazená-lo. Diz-se que um material tem baixa difusividade térmica quando é mau condutor ou necessita de muito calor para aumentar a sua temperatura (Incropera, Dewitt, & al., 2007).

Convecção

Como referido anteriormente, este mecanismo ocorre na transmissão de calor entre um sólido e um fluido adjacente. Esta transmissão de calor é proporcional à velocidade do fluxo desse fluido, ou seja, é maior quanto maior for a sua velocidade, podendo ser obtida através da lei de Newton do arrefecimento expressa na seguinte equação:

$$q_{conv} = A . h_c . (T_s - T_\infty) \quad [10]$$

onde,

q_{conv} – é o calor transmitido por convecção [W]

A – a área normal ao fluxo [m²]

h_c – coeficiente de transferência de calor por convecção [W.m⁻².K⁻¹]

T_s – temperatura da superfície [K]

T_∞ – temperatura do fluido a uma distância que não sofra qualquer efeito da superfície [K]

Quanto às características do movimento do fluido, o escoamento, pode classificar-se como: laminar (onde predominam as forças de atrito originando baixas velocidades) ou turbulento (tendo velocidade elevada devido à presença de obstáculos ou por variações de geometria do escoamento).

Neste mecanismo pode-se ainda distinguir dois tipos de convecção: a natural (gerada internamente devido à não homogeneidade da densidade devido a diferenças de temperatura) ou a forçada (quando o fluxo produzido resulta de fontes externas, como por exemplo os ventiladores). No entanto, não se irá detalhar estes dois processos já que no presente caso de estudo, não será considerada a estratificação térmica do fluido armazenado nos depósitos (o que irá ser explicado no capítulo 4.).

Radiação

Toda a matéria independentemente do seu estado físico, estando a uma temperatura diferente de zero absoluto (0 K), emite energia sob a forma de radiação. O calor emitido por radiação por um corpo negro está relacionado com a sua temperatura absoluta e é quantificado, matematicamente, através da lei de Stefan-Boltzmann (Holman, 2002). No entanto, o fluxo térmico [W] emitido por uma superfície real é afectado pela sua emissividade, podendo ser determinado através da equação:

$$q_{rad} = A_{sup} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_c^4 \quad [11]$$

onde,

A_{sup} é a área da superfície do corpo [m^2], ε a emissividade do corpo e T_c a temperatura do corpo [K].

A transferência de calor por radiação entre dois corpos pode ser traduzida por:

$$q_{rad1-2} = A_1 \cdot h_r \cdot dT_{1-2} \quad [12]$$

onde,

q_{rad1-2} – é o fluxo de calor do corpo 1 para o corpo 2 [W]

h_r – o coeficiente de transferência de calor radiativo [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

A_1 – a área do corpo 1 [m^2]

dT_{1-2} – diferença de temperatura entre o corpo 1 e o corpo 2 [K]

2.3 Conforto térmico

O conceito de conforto térmico não é exacto, ou seja, não existem condições de conforto térmico exactas. O conforto térmico depende de uma série de factores, uns que se podem quantificar, como a actividade física e o vestuário da pessoa, ou os parâmetros ambientais (temperatura média do ar, a humidade relativa, a velocidade média do ar), e outros difíceis de quantificar, como hábitos sociais, educação ou factores fisiológicos de cada pessoa, o que torna o conforto térmico um parâmetro variável de pessoa para pessoa, de clima para clima ou para diferentes tipos de edifícios, consoante a sua utilização. Ainda que os parâmetros ambientais tenham a possibilidade de ser controlados, através de sistemas de climatização e de tratamento de ar, isso não garante que não continue a existir desconforto, devido a fenómenos como a assimetria da radiação térmica, o gradiente vertical da temperatura do ar, ou o efeito da circulação do ar (Águas, 2001). A assimetria radiante pode ser causada pela existência de superfícies de temperaturas diferentes numa mesma zona (janelas frias de um dos lados e um radiador quente do outro por exemplo).

Os vários modelos de conforto térmico interior são estatísticos e parcialmente empíricos, baseando-se na sensação de conforto ou desconforto sentida por ocupantes de um espaço em determinadas condições ambientais, nível de actividade e vestuário. Ainda que essa avaliação seja sob alguns aspectos subjectiva, há parâmetros que claramente interferem com o conforto e que desejavelmente deverão respeitar certos valores mínimos ou serem mantidos dentro de certos intervalos. Um dos modelos

propostos para caracterizar as condições de conforto térmico é o modelo de Fanger, que quantifica dois parâmetros diferentes de avaliação de conforto térmico, o PMV e o PPD.

O parâmetro PMV (*Predicted Mean Vote*) é um índice calibrado a partir de um grande número de pessoas numa câmara climática e que atribui classificações (representadas na Figura 6) aos estados de conforto ou desconforto por parte dos intervenientes. Na calibração desse modelo, as pessoas foram questionadas sobre o seu grau de satisfação relativamente à temperatura da sala, construindo-se um modelo estatístico de satisfação de um conjunto de pessoas sujeitas às mesmas condições (Graça, 2011). A percentagem de pessoas que se encontram insatisfeitas num determinado ambiente é designada de PPD (*Percentage of People Dissatisfied*) e com base nessas respostas e nos índices de PMV construiu-se um gráfico que relaciona essas duas grandezas, como ilustrado na Figura 7.

+3	Muito quente
+2	Quente
+1	Ligeiramente quente
0	Neutro
-1	Ligeiramente fresco
-2	Fresco
-3	Frio

Figura 6 – Valores de PMV (escala de sensibilidade térmica) (Graça, 2011)

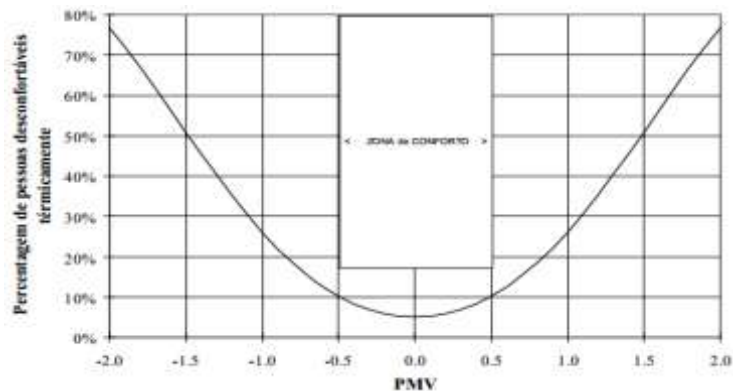


Figura 7 – Relação entre o PPD e o PMV (Águas, 2001)

Outros modelos de conforto térmico têm sido desenvolvidos nos últimos anos, principalmente modelos de Conforto Adaptativo, que se baseiam na evidência de que os indivíduos apresentam capacidade de adaptação às condições ambientais, nomeadamente em função da temperatura típica no exterior. Os modelos Adaptativos são propostos para edifícios sem sistemas activos de climatização (mas com possibilidade de abrir janelas ou a utilização de ventiladores), em que se identifica uma maior tolerância dos ocupantes a gamas de temperaturas mais extremas (Graça, 2011).

2.4 Balanço energético

Anteriormente, foram apresentados os métodos de transferência de calor de uma forma simplificada. No entanto as trocas de calor num edifício ou zona não se processam de uma forma tão simples. A maioria dos problemas reais envolve a ocorrência simultânea de mais do que um modo de transferência de calor. O calor ganho ou perdido por um edifício é resultante da combinação de vários processos, como os ganhos solares através dos envidraçados, as trocas de ventilação (pela entrada de ar através de janelas ou portas, ou de ventilação forçada) ou os fluxos de climatização. Há ainda processos de ganhos de calor decorrentes da presença de pessoas, da iluminação ou do equipamento existente na zona, denominados de ganhos internos.

A equação seguinte permite então traduzir o estudo da influência da combinação desses processos, ao descrever o balanço térmico de um edifício (Graça, 2011):

$$G_i + G_s + G_v + G_c = \rho \cdot c_p \cdot V_s \cdot \frac{dT}{dt} + \sum_{n=1}^k (T_i - T_e) \cdot A_n \cdot U_n \quad [13]$$

Onde,

G_i – são os ganhos internos [W]

G_v – ganhos de ventilação [W]

G_s – ganhos solares [W]

G_c – ganhos de climatização [W]

$\rho \cdot c_p \cdot V_s \cdot \frac{dT}{dt}$ - energia armazenada no ar interior [W]

$\sum_{n=1}^k (T_i - T_e) \cdot A_n \cdot U_n$ - transferência de calor através das superfícies [W]

ρ - massa volúmica do fluido [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

T_i – temperatura do ar no interior do edifício [K]

c_p – calor específico do fluido [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

T_e – temperatura do ar no exterior [K]

V_s – volume do fluido [m^3]

A_n – área da superfície n [m^2]

dT – variação de temperatura [K]

U_n – coeficiente de transmissão térmica da superfície n [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

dt – variação de tempo [s]

Os ganhos solares, de ventilação e de climatização podem ser definidos pelas Equações 14, 15 e 16, respectivamente:

$$G_s = A_v \cdot F_s \cdot (R_{dir} \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\varphi) + F_f \cdot R_{dif}) \quad [14]$$

$$G_v = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V} \cdot (T_e - T_i) \quad [15]$$

$$G_c = \rho \cdot c_p \cdot \dot{V} \cdot (T_{ins} - T_i) \quad [16]$$

Sendo,

A_v – área do envidraçado [m^2]

θ - altura solar [rad]

F_s – factor solar do envidraçado

φ - azimuth solar [rad]

R_{dir} – radiação directa [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

\dot{V} - caudal do fluido que entra na zona [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

R_{dif} – radiação difusa [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$]

T_{ins} – temperatura a que o ar climatizado é insuflado na zona [K]

F_f – factor de forma entre o envidraçado e o céu

2.5 Ventilação por deslocamento vertical

Desde a introdução do conceito de *open-space* que o tipo de ocupação e a distribuição das cargas internas têm sofrido grandes mudanças, requerendo uma maior flexibilidade nos edifícios. Contudo, avaliações do desempenho de edifícios de escritórios da actualidade têm apresentado resultados que são fortes indicadores da necessidade de mudanças de conceitos de projecto, operação e uso de sistemas de condicionamento de ar, devido ao elevado nível de insatisfação dos utilizadores quanto ao conforto e à qualidade do ar (Leite, 2003). Para tentar solucionar esses problemas, foi adoptado numa das zonas do edifício em estudo, outro sistema de distribuição de ar, já habitual em alguns países desenvolvidos. Esse sistema, designado de climatização por deslocamento vertical, efectua a insuflação de ar a baixa velocidade junto ao pavimento e utiliza a movimentação ascendente natural do ar aquecido. Por consequência deste princípio, e da geometria utilizada, as fontes de calor e poluentes são transportadas para o topo da zona, onde se encontra a extracção.

Nos sistemas de distribuição de ar convencionais (ver Figura 8), há uma mistura total do ar insuflado com o ar ambiente e todo o volume de ar na zona é mantido a uma determinada temperatura (*setpoint*), impossibilitando que as preferências individuais de conforto térmico sejam atendidas. Essa mistura pode também promover a diluição de poluentes em toda a zona. Em relação ao sistema convencional, o

sistema de deslocamento vertical tem a vantagem de utilizar velocidades mais baixas e temperaturas de admissão mais elevadas. Desta forma cria-se um ambiente mais silencioso, com reduzida movimentação de ar. A utilização de temperaturas de insuflação e de extracção mais elevadas permite ainda um potencial de poupança de energia significativo. Estas vantagens são ainda mais eficazes quando a altura da zona é maior (Alajmi & El-Amer, 2010), como é o caso da zona considerada (que tem aproximadamente oito metros), dos hotéis, salas de exposição, igrejas, etc.

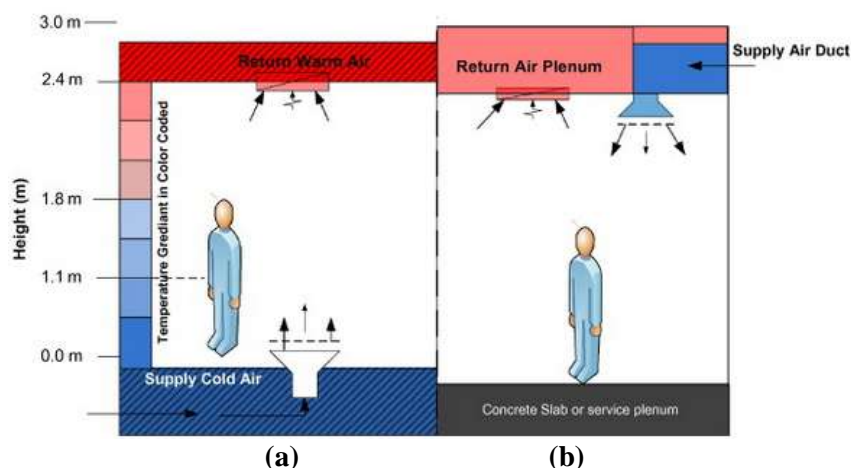


Figura 8 – Exemplo de distribuição de ar para (a) um sistema de deslocamento vertical pelo piso e para (b) um sistema convencional (Alajmi & El-Amer, 2010)

No sistema de deslocamento vertical, para além de ser possível controlar o caudal e a temperatura, também existe a possibilidade de regular a insuflação ao longo de toda a zona usando registos de ajuste manual. Ao entrar em contacto com as fontes de calor internas, pessoas e equipamentos, a temperatura do ar insuflado para a zona aumenta. Deste modo, o ar pode ser extraído junto ao tecto, tirando-se partido da estratificação resultante das suas diferentes temperaturas. Ao ser extraído, o ar passa através de luminárias, grelhas ou placas de forro perfuradas e entra num pleno localizado no topo da zona. Esse ar, dependendo da sua temperatura e humidade ou do seu conteúdo em dióxido de carbono e outros poluentes, ainda pode voltar à unidade primária e ser, depois de filtrado e arrefecido, fornecido novamente ao pleno existente no piso.

Os sistemas de distribuição de ar pelo piso são compostos basicamente por uma câmara-de-ar fria (pleno), formada pelo vão entre os painéis do piso elevado e a laje de betão do pavimento (geralmente com 30 a 45 cm de altura), suprida por uma unidade primária de climatização do ar (que no caso de estudo serão as unidade de tratamento de ar) e unidades terminais (difusores), localizadas no piso, que distribuem o ar pelas zonas (Figura 9).

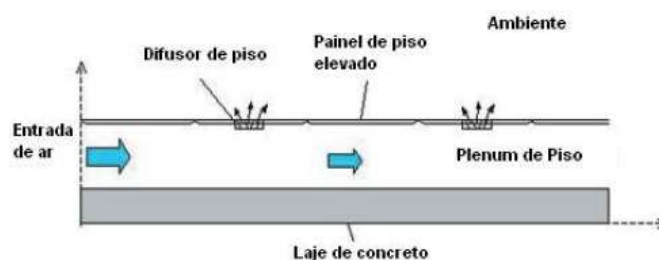


Figura 9 – Esquema de um pleno existente no pavimento (Leite, 2003)

2.6 Simulação Dinâmica Computacional

As decisões de engenharia, tomadas na fase de projecto de edifícios novos ou na reabilitação de edifícios existentes, podem ser pertinentes na prestação térmica desses edifícios e podem significar importantes poupanças de energia. O resultado dessa prestação térmica, que depende de vários factores, como as características e horários de funcionamento dos sistemas de climatização, o clima local, a taxa de ocupação, entre outros, deriva de um balanço energético que pode ser traduzido pela Equação 13. No entanto, apesar de o balanço ter em consideração a transferência de calor através das superfícies, o efeito transiente desta transferência, como referido na Equação 8 da difusão de calor, não é considerado. Aliando isto, ao facto de grande parte das variáveis envolvidas no cálculo do balanço terem um comportamento dinâmico (temperatura, posição solar, horário de ocupação), torna-se então necessário o recurso a um modelo numérico computacional. A simulação térmica computacional de edifícios é realizada num determinado *timestep*, normalmente inferior a uma hora, durante um ano típico do clima local, e permite modelar, para além da envolvente do edifício, variações horárias de ocupação, ventilação natural e sistemas de condicionamento artificial.

As múltiplas simulações, utilizadas neste trabalho, foram feitas com recurso ao *software EnergyPlus*, versão 7.1.0.012, desenvolvido pelo Departamento de Energia dos E.U.A. (DOE). Este *software*, para além de ser validado pela norma 140-2004 da ASHRAE para a simulação energética de edifícios (U.S. DOE, 2012), ainda permite um elevado rigor e versatilidade de simulação, tornando-se a solução ideal para este trabalho. Deste modo, será possível determinar as cargas térmicas anuais do caso de estudo, de forma a relacionar o sistema de climatização com a utilização substancial de energias renováveis e, consequentemente, otimizar as regras de controlo de todo o sistema térmico.

No presente trabalho não será efectuada a análise comparativa dos softwares de simulação energética de edifícios, apresentando-se somente o que foi efectivamente utilizado. Sendo assim, no subcapítulo seguinte, será então dada uma breve descrição sobre a ferramenta computacional *EnergyPlus*.

2.6.1 EnergyPlus

Como referido anteriormente, o *EnergyPlus*, *E+*, é um programa *open source* de simulação dinâmica de edifícios, utilizado em todo o mundo, que permite desenvolver estudos de eficiência energética em edifícios existentes ou em fase de projecto. De acordo com (U.S. DOE, 2013), este *software* começou a ser desenvolvido em 1995 pelo DOE e resulta da junção de outros dois *softwares*, o BLAST (*Building Loads Analysis and System Thermodynamics*), do Departamento de Defesa, e o DOE-2, do Departamento de Energia. Desde então, acrescentaram-se novas funcionalidades em relação aos programas de origem e o código, aberto e baseado em *Fortran 90*, foi escrito todo de raiz e organizado em módulos. Esta estrutura modular permite uma compreensão fácil do código e a adição de funcionalidades ao *EnergyPlus* de forma simples, bem como a sua interactividade com outros programas informáticos, como por exemplo, a nível de software de CAD (*Computer-aided Design*).

No entanto, sendo o *E+* um modelo de simulação de aspecto pouco interactivo, é habitual optar-se pela utilização de uma interface gráfica, que facilita e auxilia o seu funcionamento. Toda a informação relativa a essa interface gráfica é então compilada num ficheiro IDF, de extensão “idf” (*Input Data File*), criado através de um *plug-in* do *EnergyPlus* no *software Google Sketchup 8*. Este último, que não é mais que uma ferramenta *open source*, possibilita a criação de um modelo de edifício em três dimensões de uma maneira rápida e fiável. Esse modelo é então elaborado no *Google Sketchup* e, através do *plug-in Legacy OpenStudio* (desenvolvido também pelo DOE), as informações físicas do edifício são transferidas, interpretadas e passíveis de ser editadas no *E+*. Desta forma, o *E+* define todas as coordenadas dos vértices de cada superfície do edifício desenvolvido. Como *input*, torna-se ainda necessária a definição das propriedades dos materiais constituintes desse edifício, como a dos parâmetros que caracterizam o seu ambiente interior e exterior: o sombreamento, a ocupação, AVAC, entre outros. Por último, para se iniciar a simulação, o *E+* necessita de mais um ficheiro a editar pelo utilizador (para além do já mencionado IDF), que é um arquivo de dados climáticos de extensão “.epw” (*Energy Plus Weather File*). Esses arquivos climáticos reúnem informações anuais de uma série de

dados meteorológicos para cada localização geográfica, na forma de ano climático TRY (*Test Reference Year*). A Figura 10 representa os vários factores a ser considerados, de modo a se efectuar uma simulação térmica de um modelo em *EnergyPlus*.

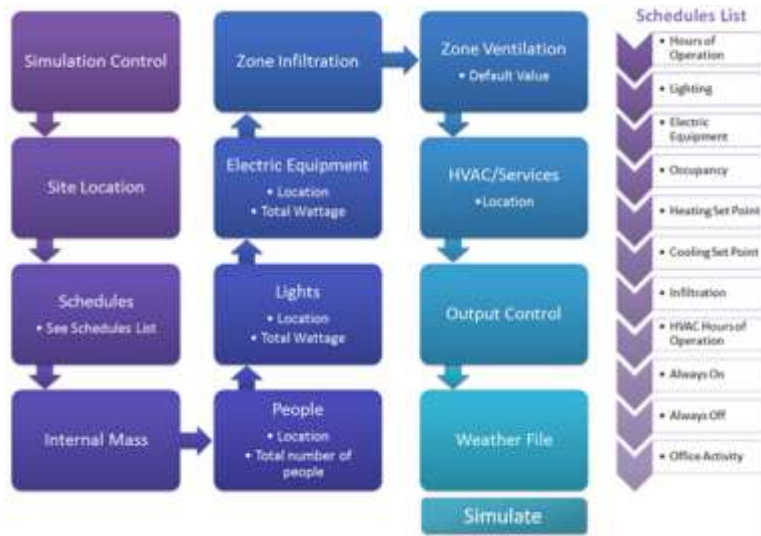


Figura 10 - Esquema dos vários *inputs* a considerar numa simulação E+ (Branz)

O programa, com base na informação fornecida pelo utilizador (*inputs*), e cumprindo o balanço de energia e massa, calcula as temperaturas do ar nas diferentes zonas térmicas definidas, as cargas térmicas necessárias para manter determinadas temperaturas, ganhos solares e outros parâmetros relativos à incidência solar, ganhos internos, entre outros; podendo estes ser considerados os *outputs* da simulação. Para simplificar todos esses cálculos, o programa assume que a massa de ar de cada zona térmica se encontra perfeitamente bem misturada e a uma temperatura uniforme (NaturalWorks, 2009), o que não representa exactamente a realidade. Para além desta consideração mencionada, o programa assume ainda:

- Distribuição homogénea da temperatura de cada superfície (parede, pavimento, tecto) com a qual se estabelecem trocas de calor;
- Trocas de calor homogéneas entre o ar e as superfícies envolventes;
- Igual emissividade das superfícies para todos os comprimentos de onda;
- Superfícies opacas, à excepção dos materiais constituintes das janelas;
- Condução de calor unidireccional.

Através da equação seguinte, é apresentada a forma como o E+ efectua o balanço térmico do ar, para cada *timestep*, numa zona *z* (NaturalWorks, 2009).

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{sup}} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i c_p (T_{si} - T_z) + \dot{m}_{inf} c_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sis} \quad [17]$$

Onde,

$C_z \frac{dT_z}{dt}$ - é a energia armazenada no ar interior da zona [W];

$\sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i$ - o somatório dos ganhos convectivos interiores [W];

$\sum_{i=1}^{N_{sup}} h_i A_i (T_{si} - T_z)$ - transferência convectiva de calor das superfícies na zona [W];

$\sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i c_p (T_{si} - T_z)$ - trocas de calor por mistura de ar entre zonas [W];

$\dot{m}_{inf} c_p (T_{\infty} - T_s)$ – trocas de calor por infiltração de ar exterior [W],

$\dot{Q}_{sis} = \dot{m}_{sis} c_p (T_{sis} - T_z)$ - carga térmica do sistema AVAC introduzida na zona [W].

A estratégia básica implícita nesta equação consiste em prever as cargas de climatização necessárias de modo a manter a temperatura de uma zona num determinado valor ($Q_{sis} = Q_{cargas}$). Dessa forma, o E+ simula o sistema real de AVAC e determina a sua capacidade em cumprir esse objectivo, obtendo-se a variável Q_{sis} . O ciclo é então reiniciado, o balanço térmico recalculado, e a temperatura real da zona é determinada.

Na figura seguinte, são perceptíveis as origens de todas as trocas de calor envolvidas no balanço térmico do ar, para uma determinada zona, simulada no E+:

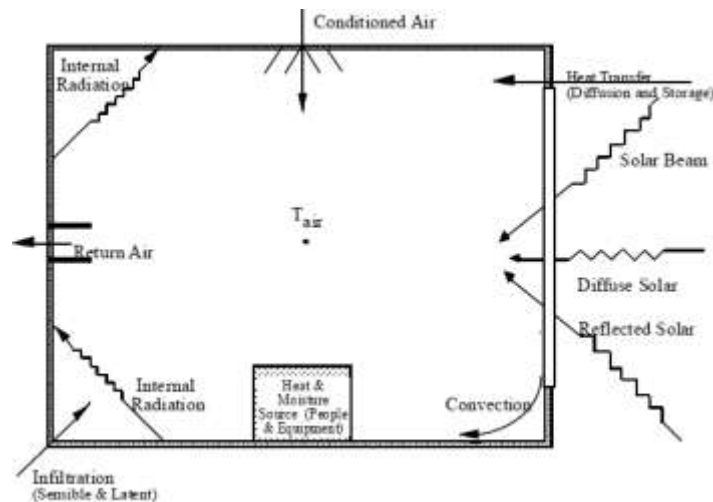


Figura 11 – Trocas de calor consideradas na simulação de uma zona térmica (NaturalWorks, 2009)

Através da Figura 10, é possível observar-se que o E+ efectua os seus cálculos por determinadas etapas. Para um edifício que tenha zonas a climatizar, sistemas de climatização e equipamentos auxiliares a estes (como caldeiras ou torres de arrefecimento), o programa calcula em primeiro lugar as cargas térmicas que existem nas zonas do edifício (*zone sizing*). Desta forma, é possível analisar como o sistema de climatização irá funcionar para climatizar essas zonas (*system sysing*). O mesmo acontece para os equipamentos auxiliares (*plant sizing*). No final, as ligações entre estes três elementos são analisadas através de cálculos do circuito de ar climatizado (*air loop*) e dos circuitos de fluidos de circulação dos sistemas de climatização (*water loop*), como representado na Figura 12.

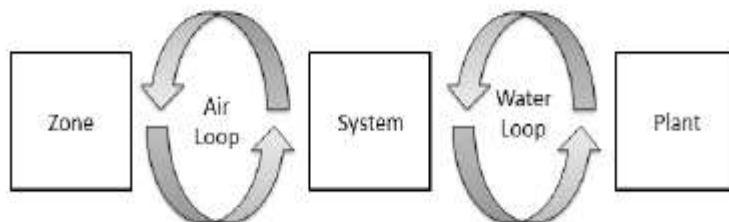


Figura 12 – Esquema da solução integrada dos elementos no E+

3. Estado de arte

3.1 Colectores solares térmicos

Segundo (Vallêra, 2009), Portugal é um dos países da Europa com maior disponibilidade de recurso solar, como se pode constatar pela Figura 13 (a). Mas é menos conhecido o facto de ser o país da Europa continental com maior radiação solar média, tendo em média mais luz solar do que a Espanha, a Itália ou a Grécia. Através da Figura 13 (b), é possível observar que Portugal tem cerca de 2200 a 3000 horas de sol anuais, valor muita acima das 1200 h que se encontra, por exemplo, na Alemanha. Desta forma, é possível concluir que Portugal Continental tem características óptimas para a aplicação de sistemas solares térmicos, pois dispõe de uma disponibilidade solar bastante favorável.

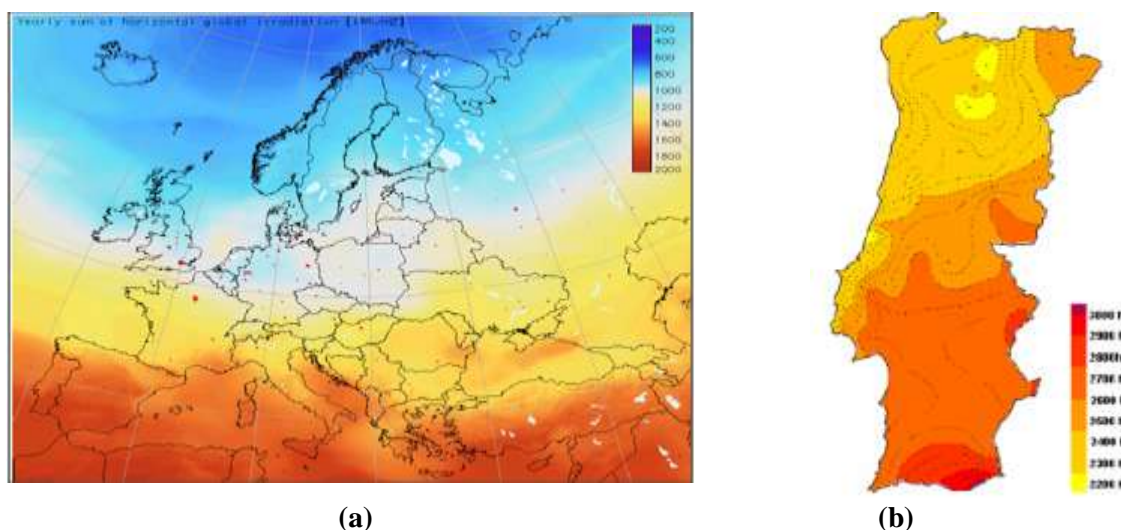


Figura 13 – (a) Radiação total anual na horizontal [kWh.m⁻²] na Europa e (b) mapa do número de horas de sol em Portugal (Vallêra, 2009).

Um colector solar térmico, é um equipamento responsável pela captação da energia do sol e a sua conversão em calor. Esse calor, por sua vez, será transferido para um fluido circulante, normalmente ar, água ou óleo. No mercado actual, existem várias opções capazes de responder a diversas temperaturas e aplicabilidades. Neste subcapítulo, vai ser possível de se comparar, os diferentes colectores que oferecem temperaturas de operação dentro dos limites necessários para o arrefecimento solar térmico (45 a 110°C). Sendo assim, não serão considerados os colectores sem cobertura (que operam a cerca de 30°C) e os colectores concentradores como os de calha parabólicos e os lineares do tipo *Fresnel* (que chegam a atingir os 400°C, sendo mais utilizados para fins industriais).

3.1.1 Colector a ar

Este tipo de colectores é, maioritariamente, utilizado para aquecimento de edifícios e para processos industriais que necessitem de grandes caudais de ar quente. No entanto, têm um peso muito pequeno no mercado europeu, devendo-se ao facto destes colectores, não poderem ser directamente aplicados na produção de águas quentes sanitárias (AQS), que é a aplicação dominante do mercado solar térmico actual. Têm ainda como desvantagem a necessidade de um ventilador eléctrico (para que o ar circule no seu interior) e a eficiência ser inferior, relativamente aos outros tipos de colectores, devido à taxa de transferência de calor do absorvedor para o fluxo de ar ser menor. No entanto, este género de colector, tem uma eficiência directamente proporcional ao caudal de ar, uma vez que quanto maior for este, maior será a sua eficiência. Os colectores que actualmente estão no mercado são capazes de somar à temperatura ambiente até 40°C.

3.1.2 Colectores planos

Com o simples efeito de estufa, existem os colectores planos muito utilizados para o AQS doméstico. Este tipo de colector é o mais comum em operação, uma vez que tem várias vantagens em relação aos outros disponíveis no mercado, como a simplicidade de construção, relativo baixo custo, sem dificuldade de operar em dias nublados, relativa durabilidade e facilidade de manutenção. Tem ainda a vantagem de recorrer à radiação directa e difusa, não exigindo seguimento solar.

Como se pode observar na Figura 14 (a), um colector plano é composto, na maioria das vezes, por uma cobertura transparente, placa absorvedora na cor preta, tubulações por onde escoo o fluido a ser aquecido e isolamento térmico. A placa absorvedora tem a função de converter a energia radiante em calor, transferi-la para as tubulações e, em seguida, para o fluido. Tanto as placas quanto as tubulações são construídas com metais de alta condutividade térmica, geralmente cobre, alumínio ou aço. A cobertura transparente, geralmente feita de vidro comum, reduz as perdas radiativas e convectivas da placa absorvedora, sendo responsável pelo efeito estufa ao reflectir de volta a radiação infravermelha para a placa. Como fluido a ser aquecido nas tubulações, utiliza-se uma mistura de água/glicol com alguns aditivos anti-corrosão, para evitar o congelamento do mesmo, que pode danificar o colector. É recomendável que o material isolante do colector seja capaz de resistir a altas temperaturas, normalmente até 200 °C, sem produzir substâncias voláteis. Os materiais mais utilizados nesse isolamento são: fibra mineral, fibra cerâmica, espuma de vidro, espuma de plástico ou fibra de vidro.

De maneira a melhorar as performances deste tipo de sistema, é necessário reduzir os principais causadores de perdas, Figura 14 (b), que são as térmicas (que aumentam com a temperatura) e as ópticas (constantes). O rendimento térmico destes colectores também é afectado pelo aumento de temperatura do fluido, dadas as perdas térmicas (mas não tanto como os sem cobertura).

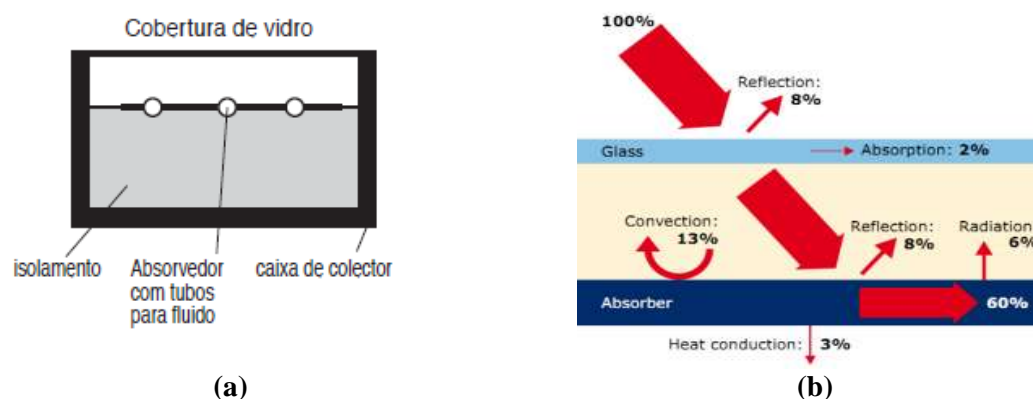


Figura 14 – (a) Secção típica de um colector plano e (b) as suas principais perdas (Weiss & al., 2008)

Este tipo de colector é o mais apropriado para aplicações até 80°C, mas devido à sua simples construção e economia, existem várias entidades empenhadas em conseguir torná-lo numa opção válida na gama de temperaturas média-baixa até 150°C. A ideia é reduzir as perdas de calor principalmente na parte frontal do colector, sem sacrificar a performance óptica do mesmo. Os melhoramentos podem ser a partir da instalação de uma dupla cobertura ou da utilização de colectores planos com vácuo, ou mesmo, da adopção da combinação das duas opções anteriores.

3.1.3 Concentrador Parabólico Composto

Os colectores do tipo CPC, concentradores parabólicos compostos, são concentradores da irradiação solar de largo ângulo de aceitação mas com baixas razões de concentração. O princípio de funcionamento dos CPCs, é usar uma superfície parabólica que redirecciona os raios solares para uma tubagem, onde circula o fluído térmico, aumentando assim a área de captação de radiação solar em

relação à área de absorção do colector. Como a área de absorção é menor, isso implica que as perdas térmicas por radiação através da mesma também sejam menores, o que leva ao que o rendimento do colector aumente. Ou seja, é possível ter rendimentos elevados mesmo com baixas radiações ou elevadas diferenças de temperatura entre o absorsor e o meio envolvente. Além disso, os CPCs têm características de simplicidade que os tornam equivalentes, na montagem e utilização, aos colectores convencionais planos, pelo facto de se poderem colocar da mesma forma em telhados ou outras estruturas fixas.

Este tipo de tecnologia é usado, normalmente, para necessidades de temperatura entre os 80°C e os 200°C, como no caso do condicionamento do ar interior de edifícios ou em pequenos processos industriais. A figura seguinte ilustra a geometria e os constituintes típicos de um CPC:

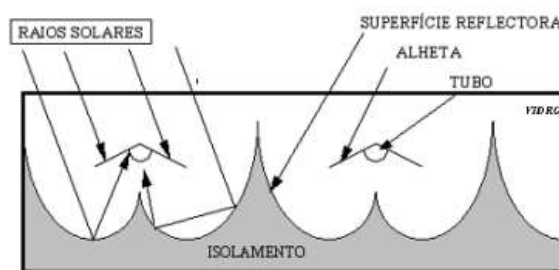


Figura 15 – Corte de seção de um colector CPC (INETI, 2008).

3.1.4 Tubos de vácuo

Os colectores de tubos de vácuo podem funcionar de modo idêntico aos CPCs com a excepção que além da parábola reflectora, a tubagem onde circula o fluido térmico está envolta num tubo fechado em vácuo (com $< 10^{-2}$ Pa). Deste modo, pode-se conseguir um aumento do rendimento do colector através da redução substancial nas perdas térmicas por condução e convecção. As perdas térmicas por condução e convecção não atingem o valor zero, pois o vácuo formado em volta da tubagem não é ideal e além disso tem tendência a desaparecer com o passar do tempo.

Este tipo de colectores pode ser dividido em dois modelos:

- Tubos de fluxo directo, em que o fluido térmico que percorre toda a tubagem do absorsor e do circuito solar é o mesmo. Em relação à tubagem de entrada e saída do fluido térmico, existem duas variantes: a mais comum consiste em dois tubos separados, para cada função (Tubo de Sydney); na outra os tubos partilham o mesmo centro, ou seja, são concêntricos (Tubo de Lenz), estando o tubo de entrada dentro do da saída (só o segundo é que está em contacto com o absorsor).
- Tubos colectores de calor, onde não existe contacto directo entre o fluido térmico e o circuito solar. Neste modelo também há duas variantes, podendo estas ser de ligação seca ou de ligação húmida.

Apesar da grande variedade deste tipo de colectores, a maioria partilha alguns atributos técnicos: como o facto de o colector consistir numa linha de tubos de vidro montados paralelamente; o formato padrão do vidro ser sempre em tubo (para suportar o stress provocado pelo vácuo), e a extremidade superior dos tubos estar ligada a uma tubagem colectora principal. Para manter o vácuo no interior dos tubos, é usado *getter* ou selante de bário. Esta camada também serve de indicador do estado do vácuo, porque a camada de bário que naturalmente é prateada, fica branca caso o vácuo se escape.

Uma das desvantagens dos colectores de tubos de vácuo é o seu alto custo associado. No entanto, esse custo está com uma tendência decrescente devido à presença, cada vez mais frequente, destes colectores no mercado (Alemanha, China, Reino Unido, entre outros). Como resultado, é cada vez maior a sua utilização em aplicações com temperaturas de 80 a 170°C, nomeadamente para reduzir a área colectora que teria de se instalar, caso se tivesse de optar pela utilização de colectores planos.

3.2 Arrefecimento solar térmico

Nas últimas décadas, a procura de equipamentos de climatização no sector terciário tem aumentado, resultado das elevadas temperaturas no verão e da procura, cada vez maior, de um melhor conforto térmico, levando a que por vezes, nesse período do ano, a produção e a distribuição de electricidade atinjam o seu limite. E embora a prática das técnicas solares passivas seja cada vez maior nos edifícios da actualidade, como a utilização de vidros de baixa emissividade ou a valorização do sombreamento exterior, a maior parte desses edifícios continua a necessitar de um sistema de climatização, tornando-se assim, o arrefecimento solar, uma solução interessante de se considerar.

O arrefecimento solar térmico, representado na Figura 16, é um conceito que utiliza sistemas de captação da radiação solar e a sua transformação em energia térmica como fonte de calor indirecta de uma máquina de geração de frio baseada em ciclo térmico (aberto ou fechado). Esta, por sua vez, promove a climatização do ar interior de um edifício, através da distribuição de ar ou de água, por meio de unidades terminais (unidades de tratamento de ar, ventilo-convectores, etc.).

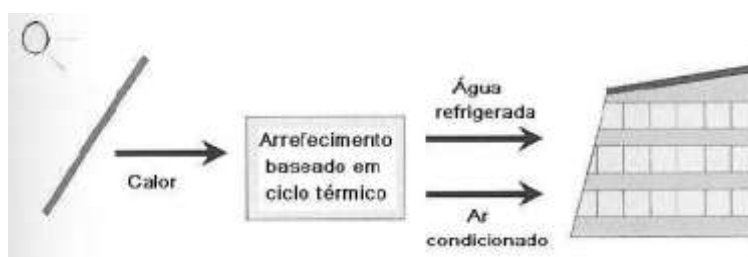


Figura 16 – Esquema básico do arrefecimento solar térmico (Mendes, 2009)

Dentro deste contexto, a utilização de energia solar para o arrefecimento de edifícios é um factor importante, pois as suas necessidades de arrefecimento coincidem, na maior parte do tempo, com a disponibilidade de radiação solar. Sob o ponto de vista energético, os sistemas de arrefecimento solar podem consumir menos 40 a 50% (Balaras, Grossman, & al., 2007) de energia primária quando comparados aos sistemas convencionais. Esses sistemas têm ainda a vantagem de anular o incómodo sonoro provocado pelo compressor e de usar fluidos refrigerantes inofensivos para o ambiente (utilizando-se normalmente água e soluções salinas).

De modo a seleccionar a tecnologia mais adequada para uma dada necessidade de arrefecimento, é preciso ter em consideração o nível de temperatura desejado e a forma de energia disponível. Desta forma, é possível classificar o sistema consoante o seu ciclo térmico:

- Sistema fechado: em que os *chillers* térmicos produzem água refrigerada para fornecer a determinados equipamentos de climatização, como a unidades de tratamento de ar (UTAs) e a ventilo-convectores. As máquinas deste tipo mais disponíveis no mercado são os *chillers* de absorção (de efeito simples e de duplo efeito) e os de adsorção.
- Sistema aberto: o ar é directamente tratado em função das condições de conforto desejadas. O refrigerante é a água dado que está em contacto directo com o ar. O sistema mais comum é o da roda exsicante giratória.

A tabela seguinte apresenta, sintetizadamente, as tecnologias mais comuns desses sistemas:

Tabela 1 – Tecnologias de arrefecimento solar mais utilizadas na actualidade

Método	Ciclo fechado		Ciclo aberto	
Princípio	Água refrigerada		Desumidificação do ar e arrefecimento evaporativo	
Fase do sorvente	Sólido	Líquido	Sólido	Líquido
Mistura utilizada	Água – sílica gel	Água – brometo de lítio Amoníaco - água	Água – sílica gel Água – cloreto de lítio	Água – cloreto de cálcio Água – cloreto de lítio
Tecnologia no mercado	Chiller adsorção	Chiller absorção	Sistema exsicante	Fase de protótipo

Um parâmetro fundamental para descrever a eficiência de um *chiller*, é o *Coefficient of Performance* (COP), definido como a razão entre o calor rejeitado do ciclo de arrefecimento de água e o calor requerido para o sistema funcionar. Este COP (que se pode assumir como térmico) é diferente do COP de um *chiller* convencional, sendo este último definido pela razão entre o calor rejeitado do ciclo de arrefecimento de água e a energia eléctrica necessária para que esse *chiller* funcione (AMES, 2005). De realçar que quanto menor for o COP, maior calor será requerido e maior calor terá que ser rejeitado na torre de arrefecimento. Pelo contrário, um COP elevado tem a vantagem de reduzir tanto o calor requerido, como o consumo de energia eléctrica associado às bombas e ventiladores.

Através da Tabela 1, é perceptível que as tecnologias mais disponíveis no mercado, de ciclo térmico fechado, são as dos *chillers* de absorção e os de adsorção. Nos *chillers* de absorção de efeito simples, cujo modo de funcionamento será descrito no capítulo seguinte, a temperatura necessária de calor é, normalmente, acima dos 80°C e abaixo dos 100°C, com um COP de 0.6 a 0.8. Os *chillers* de duplo efeito, com dois níveis de gerador, requerem temperaturas acima dos 140°C, e atingem um COP na ordem de 1.2. Os *chillers* de absorção mais comercializados, são os de capacidade superior a 100 kW. No entanto, dadas as crescentes solicitações no mercado doméstico, foram desenvolvidos novos *chillers* de absorção com capacidade de arrefecimento inferior a 25 kW, alguns dos quais já estão em fase de comercialização e outros ainda na fase de protótipo (Mendes, 2009).

A selecção dos colectores solares térmicos, de modo a fornecerem calor ao nível do gerador, está relacionada com o nível de temperatura requerido pela tecnologia. Neste caso, podem ser utilizados os colectores solares planos, com ou sem vácuo, ou ainda os de baixa concentração do tipo CPC.

Nos sistemas de adsorção, com um ciclo termodinâmico bastante semelhante aos de absorção, o absorvente é um sólido (sílica gel) que absorverá o vapor do evaporador, para que este liquide. Um grande inconveniente é que o funcionamento destes ciclos é intermitente, dado o absorvente necessitar de regeneração por cada absorção de fluido refrigerante. Como o funcionamento do ciclo requer temperaturas no gerador por volta dos 60°C (atingindo um COP de 0.6), consegue-se obter melhores fracções solares, dada a temperatura requerida ser um pouco menos elevada em relação aos de absorção. Esta tecnologia também não necessita de bomba interna, pelo que, o consumo de electricidade é reduzido. No entanto, o volume e peso destes *chillers* continuam a ser uma desvantagem quando comparados com outras máquinas deste tipo. Por outro lado, devido ao reduzido número de unidades produzidas, o preço dos *chillers* de adsorção é, actualmente, elevado. A potência de arrefecimento destes *chillers* varia, normalmente, entre 50 kW e 500 kW.

Nos sistemas de ciclo aberto, onde se inserem os sistemas de arrefecimento exsiccantes, a água é usada como refrigerante visto estar em contacto com o ar ambiente. A tecnologia mais actual deste tipo usa rodas exsiccantes rotativas, podendo estas ser incorporadas nas tradicionais UTAs, em que os materiais exsiccantes sólidos são, normalmente, a sílica gel e o cloreto de lítio. Neste sistema, o ar húmido vindo do exterior, que possui uma pressão de vapor elevada, passa numa roda exsicante. O exsicante, que tem uma pressão de vapor baixa, adsorve a humidade até atingir o estado saturado. Seguidamente, a porção saturada da roda, gira e passa por um fluxo de ar quente, proveniente da extracção. Este, por sua vez, regenera o exsicante ao remover a sua humidade, permitindo dessa forma, a repetição do processo. Este sistema controla e reduz a humidade de forma eficaz, no entanto, a sua capacidade para diminuir o calor sensível é limitada. Deste modo, o sistema (UTA + roda) é complementado com um conjunto de compressão a vapor ou com um de arrefecimento evaporativo. O calor necessário à regeneração do material exsicante da roda pode ser fornecido a temperaturas entre 45 e 90°C, o que permite a utilização de colectores a ar ou planos. Um exemplo desta tecnologia está instalado no edifício G do campus do LNEG em Lisboa desde 1999, onde 48 m² de painéis solares promovem a climatização de 11 gabinetes. O sistema tem uma potência térmica de 38 kW e um COP de 0.75 (Macau & al., 2009).

Um novo desenvolvimento, perto de chegar ao mercado, utiliza um sorvente líquido para a exsicante do ar. Por comparação com os sistemas exsiccantes referidos anteriormente, este tipo de sistema apresenta como vantagem: uma maior taxa de desumidificação do ar para a mesma temperatura e a possibilidade de um grande nível de armazenamento de energia, sob a forma de solução concentrada.

No capítulo seguinte, será apresentado o caso de estudo e a análise do clima local, bem como a caracterização dos principais equipamentos associados ao seu sistema de arrefecimento solar térmico.

4. Caso de estudo

4.1 Localização e descrição do edifício

O edifício em estudo é o Centro de Coordenação Operacional (CCO) de Carcavelos, pertencente à empresa BRISA Auto-estradas de Portugal. Este edifício, inaugurado em 2004, tem uma área útil de 800 m² e localiza-se no concelho de Cascais, Portugal, a cerca de 80 m de altitude (ver Figura 17). Segundo a BRISA, a finalidade deste edifício é promover a segurança rodoviária de toda a sua rede, através da gestão de tráfego (onde disponibiliza toda a sua informação) e da coordenação da assistência rodoviária, permitindo assim uma maior fluidez nas auto-estradas.



Figura 17 – Localização do caso de estudo [adaptado de www.bing.com/maps/ em 09/2013].

De forma a proteger os seus utilizadores do ruído e da poluição directa resultante da auto-estrada adjacente a sul do edifício, as aberturas para o exterior foram orientadas sobretudo a norte, libertando assim, as fachadas sul, este e oeste para outras funções. A solução encontrada para explorar esta possibilidade única foi a colocação de painéis solares em grande parte da envolvente do edifício, criando uma superfície útil de captação de energia solar (Figura 18). Esta solução inovadora, que partiu da arquitectura, é, como se vai demonstrar neste estudo, altamente eficiente sob o ponto de vista térmico, reduzindo substancialmente o impacto ambiental resultante da utilização do edifício.



Figura 18 – Fotografia panorâmica do lado sudeste do edifício CCO (Graça, João L. C.)

Os painéis solares instalados na fachada cumprem assim várias funções, por ordem de utilidade:

- Alimentação do sistema de aquecimento e arrefecimento;
- Sombreamento da fachada,
- Reforço do isolamento térmico e acústico.

Atendendo a que as cargas térmicas mais significativas que se esperavam para o edifício eram de arrefecimento, foi instalado um sistema de arrefecimento solar por ciclo de absorção, aproveitando assim os níveis significativos de energia solar disponíveis em Carcavelos.

No entanto, após alguns anos de operação, a central térmica teve de ser reformulada de modo a resolver alguns problemas existentes no sistema, destacando-se os seguintes:

1. Falha de isolamento térmico nos tanques de inércia do sistema (dois de quente e um de frio);
2. Problemas hidráulicos no sistema de circulação de água nos colectores solares térmicos,
3. Degradação de alguns colectores solares (Figura 19), maioritariamente devido ao seu funcionamento em vazio, sem água e a deficiências ao nível da sua construção.



Figura 19 – Fotografias de colectores solares degradados no edifício em estudo

De forma a resolver o problema 1, propôs-se a substituição dos tanques existentes por cinco novos depósitos (três de armazenagem de água aquecida e dois de água arrefecida) fechados, em aço inox a colocar na área anteriormente ocupada pelos tanques em betão. Esses três depósitos de quente vão funcionar numa configuração "dois mais um", permitindo obter uma resposta rápida para produção de frio, ou para aquecimento interior mediante a utilização de apenas um desses depósitos, permitindo assim obter dois níveis distintos de água aquecida, 90°C e 55°C, sempre que necessário. A utilização dos três depósitos em simultâneo deverá ocorrer apenas nos períodos de forte insolação, quer no verão quer no inverno. O volume de inércia fria será fixo, isto é, de 12 m³ (dois depósitos).

Para resolver o problema 2, o sistema de permuta hidráulica, entre os depósitos e os painéis, passou a efectuar-se através de um permutador externo, ou seja, de uma forma indirecta. Deste modo, há uma separação entre o fluido térmico dos colectores (circuito primário) e a água dos depósitos (circuito de consumo). Este método tem como vantagem, a baixa possibilidade de congelamento da água no circuito primário, devido às baixas temperaturas do exterior, e um menor risco de corrosão e de obstrução das condutas devido às propriedades físicas da água. Daí que no circuito primário, o fluido térmico passará a ser uma mistura de água com 5% de glicol (anticongelante). No entanto, a utilização de um permutador diminui a taxa de transferência de calor entre esses dois circuitos. Desta forma, será necessário estimar um gradiente térmico mínimo, de modo a garantir uma eficiente troca de calor entre os colectores e os depósitos (que irá ser demonstrado no capítulo 6.).

O permutador instalado é do fabricante ARSOPI-THERMAL e é constituído por placas de aço inox. Tem uma potência de troca de calor de 200 kW (no primário) para um fluxo no primário de 12580 l/h e no secundário de 17000 l/h. O permutador está isolado termicamente com uma espessura de 30 mm.

O problema 3 foi resolvido através da substituição integral dos colectores da cobertura e parcial dos colectores de fachada, sendo que os defeituosos de fachada foram substituídos pelos colectores íntegros que saíram da cobertura. A rede hidráulica degradada no circuito primário, também foi parcialmente substituída (no caso da cobertura foi totalmente nova e realizada em cobre) e os caudais de água, nos circuitos solares das fachadas, foram reduzidos. Também foi introduzido um dissipador de calor no circuito solar da cobertura, evitando assim, o sobreaquecimento do sistema. Segundo o projecto de execução, o dissipador de calor instalado, do fabricante Relopa, tem uma potência de 120kW e a capacidade para dissipar fluidos a temperaturas inferiores a 150 °C.

A partir daqui, torna-se então importante a optimização das regras de controlo da nova central térmica.

4.2 Análise das condições exteriores

Tal como referido anteriormente, o projecto de um sistema de climatização, cuja principal fonte térmica são as energias renováveis, exige um estudo detalhado do clima do local. Permitindo, no caso do presente trabalho, aproveitar plenamente o sol abundante e as temperaturas amenas do clima local.

O ficheiro de extensão “.dat”, proveniente do *software* SolTerm (um programa de análise de desempenho de sistemas solares elaborado pelo LNEG), reúne informações anuais de uma série de dados meteorológicos para todos os concelhos de Portugal, na forma de ano climático TRY (*Test Reference Year*). Dessa série de dados, é possível obter a temperatura ambiente, a humidade relativa e a radiação solar horária global [W.m^{-2}], numa base horária, do concelho de Cascais. No entanto, o *timestep* recomendado para a simulação térmica computacional de edifícios é, normalmente, inferior a uma hora, de modo a que a simulação tenha um desempenho sistemático e rigoroso. Desta forma, optou-se por utilizar um ficheiro “epw” com dados climáticos de Lisboa, pois este, para além de cumprir as características recomendadas, também representava a localidade mais próxima de Cascais.

A figura seguinte faz uma comparação dos valores médios mensais da temperatura exterior e da radiação solar incidente numa superfície horizontal nas localidades de Cascais e Lisboa:

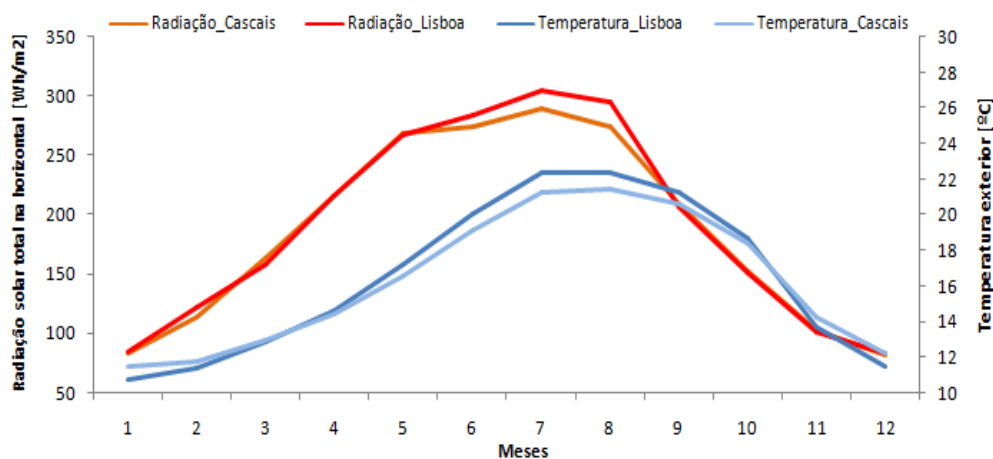


Figura 20 – Média mensal da temperatura exterior e da radiação solar global incidente numa superfície horizontal para a localidade de Lisboa e Cascais.

Através da Figura 20, é possível concluir que os valores do clima de Lisboa revelam uma semelhança aceitável em relação aos do clima de Cascais. As diferenças encontradas não são significativas tendo em conta as incertezas de medição e o facto de se compararem valores médios de anos particulares.

Tal como esperado, o clima de Cascais, é ligeiramente mais temperado (devido a uma maior influência marítima). Conclui-se desta análise que os dados climáticos de Lisboa são adequados para este estudo, podendo até ser considerados ligeiramente mais severos (atendendo a que Lisboa tem temperaturas mais elevadas e, consequentemente, uma maior necessidade de arrefecimento do edifício).

4.3 Arquitectura

O edifício CCO é constituído por 3 pisos: no piso inferior (totalmente enterrado) é onde se encontram os depósitos de inércia térmica, o piso 0 (parcialmente enterrado), contém a sala de operações e os gabinetes adjacentes, assim como os balneários, arquivos e sala técnica. Por último, no piso 1, é onde está localizado o auditório, sala de reuniões, gabinetes de administração, cafetaria e o hall de entrada. A sala de operações como tem oito metros de altura, é uma zona comum aos dois pisos principais.

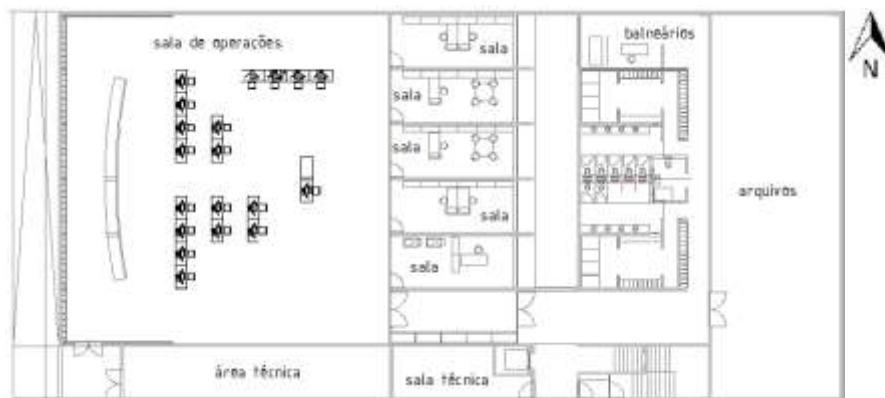


Figura 21 – Planta do piso 0

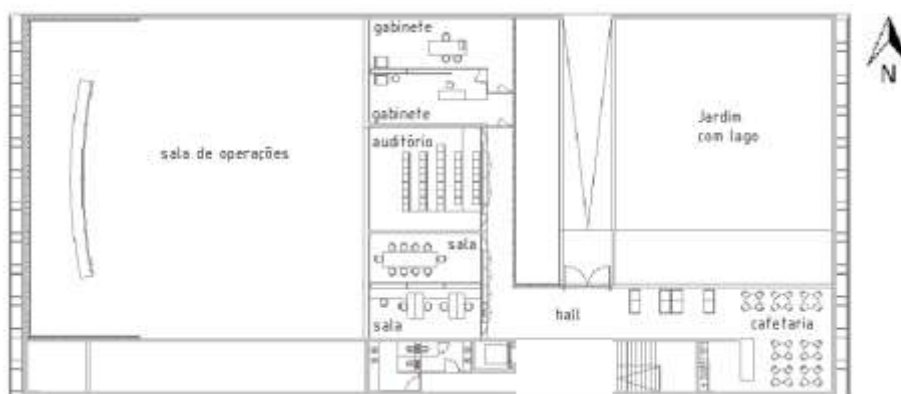


Figura 22 – Planta do piso 1

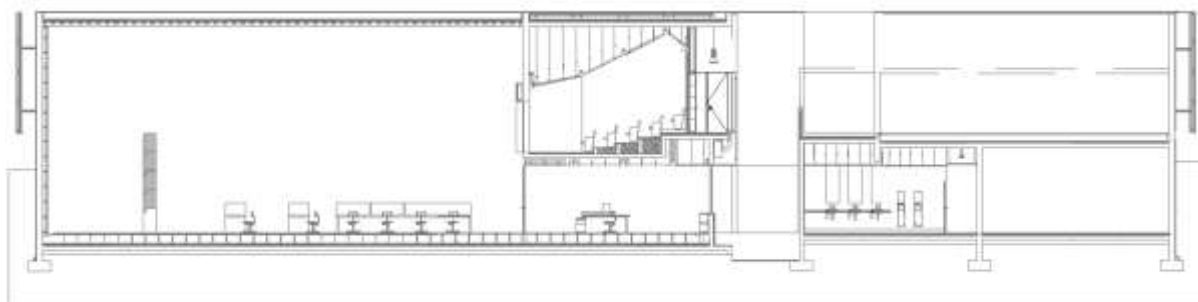


Figura 23 – Corte frontal do interior do edifício a partir do lado sul

4.4 Sistema de Climatização

Como já enunciado, o caso de estudo é um pequeno edifício de serviços inserido num clima mediterrâneo, onde as necessidades térmicas são, na maioria do ano, de arrefecimento. Nesse edifício, adoptou-se pela utilização de um sistema de arrefecimento solar, devido ao facto das suas necessidades de arrefecimento coincidirem com o pico de disponibilidade solar existente no verão.

Esse sistema de arrefecimento solar térmico pode então ser dividido em duas componentes principais:

- Sistema de produção e armazenamento de calor e frio.
- Sistema de ventilação.

Os equipamentos que constituem o sistema de produção e armazenamento de calor e frio são:

- Colectores solares (divididos em quatro grupos: este, oeste, sul e cobertura),
- Depósitos de água para armazenagem de frio e calor.
- Um *chiller* de absorção para produção de frio através da água proveniente dos depósitos quente.
- Uma torre de arrefecimento para refrigeração do *chiller* de absorção.
- Um *chiller* reversível para *backup* do sistema (refrigeração e aquecimento de água).

O sistema de ventilação pode se dividir em duas zonas distintas:

- Um sistema de ventilação por deslocamento vertical para climatização da sala de controlo e das salas adjacentes.
- Um sistema de ventilação de mistura para climatização das gabinetes do primeiro piso e cafeteria.

A figura seguinte representa, simplificada, o sistema de arrefecimento solar do edifício:

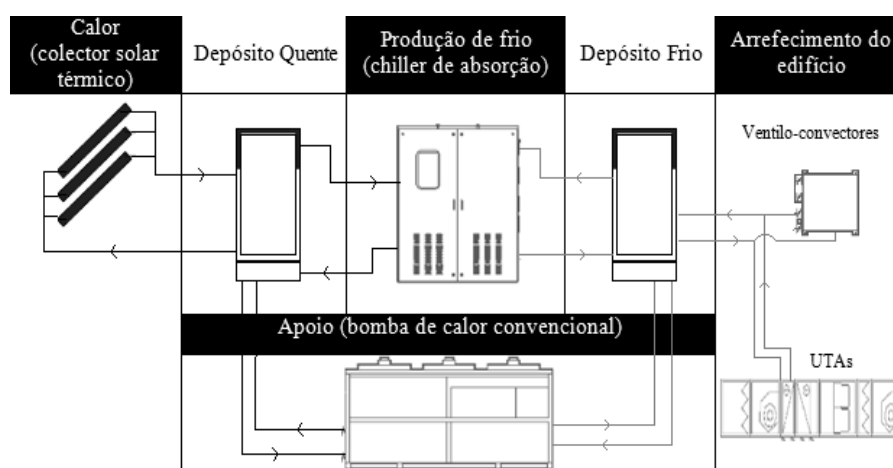


Figura 24 – Esquema simples da integração da energia solar no sistema térmico do edifício CCO

No **Anexo I** está apresentado o esquema completo deste sistema, incluindo todos os equipamentos necessários para o seu funcionamento, ligações hidráulicas, caudais e temperaturas requeridas nalgumas ligações, entre outros. Os próximos subcapítulos descrevem, sumariamente, os equipamentos principais do sistema de produção e armazenamento térmico e do de ventilação.

4.4.1 Sistema solar térmico

O edifício utiliza as fachadas exteriores, praticamente cobertas por painéis solares, para o arrefecimento do edifício. A presença destes painéis solares no edifício tornou-se num ponto fulcral da arquitectura, marcando a sua aparência exterior. De forma a se conseguir uma boa integração desses painéis na arquitectura, os painéis instalados nas fachadas sul, este e oeste são do tipo CPC. Este tipo de painel possui uma face exterior integralmente em vidro, permitindo a concepção de fachadas com exterior em vidro, resultando numa óptima integração de painéis solares. Relativamente à cobertura, foram instalados 90 colectores do tipo plano com uma inclinação final de 25°.

Fachada sul, este e oeste

Nestas fachadas, o colector instalado é o CPC AOSOL 2003 do fabricante AO SOL. Este colector apresenta uma área de captação de 1.98 m², um rendimento óptico de 0.72 e um coeficiente de perdas térmicas de 3.4 W.m⁻².K⁻¹ (segundo o projecto de execução). O rendimento óptico consiste na caracterização da quantidade de radiação transmitida pelo vidro e absorvida pela placa absorvora do colector. As perdas térmicas correspondem a um coeficiente de transferência de calor que caracteriza o calor perdido pelo colector por radiação, convecção e condução.

No caso das fachadas este/oeste, cada uma é constituída por 48 colectores, instalados em filas de 12 baterias em paralelo, contendo cada bateria 4 colectores em série (Figura 25). A fachada sul é constituída por 92 colectores instalados em filas de 23 baterias em paralelo, sendo cada bateria, um conjunto de 4 colectores em série. A alimentação destes campos é invertida, de modo a que o circuito hidráulico esteja mais equilibrado. Deste modo, o último colector a receber o fluido térmico frio, é o primeiro a entregar o mesmo quente, diminuindo assim o percurso do fluido quente e, consequentemente, aumentando a eficiência de transmissão de calor.

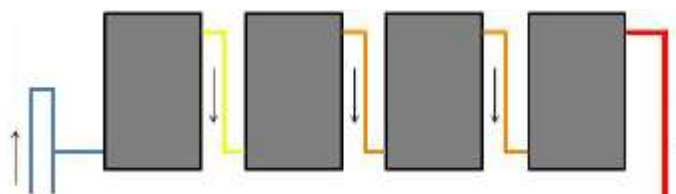


Figura 25 – Fotografia de painéis solares na fachada este do edifício CCO (à esquerda) e esquema representativo de uma montagem em série (em cima).

A ligação em série utiliza-se na necessidade de maiores gradientes térmicos. O caudal de entrada de fluido térmico nos colectores deverá ser a soma dos caudais nominais do número de colectores que constituem a série. Desta forma reduzem-se as perdas térmicas por aumento de temperatura dos colectores (reduz a duração dos mesmos). No entanto, à medida que a temperatura do fluido térmico vai aumentando de colector para colector, o rendimento do sistema vai piorando sucessivamente.

Cobertura

No topo do edifício, os novos colectores plano serão do tipo SKR500L do fabricante *Sonnenkraft*, com cobertura transparente e revestimento selectivo da superfície de absorção, sem moldura. Este colector apresenta uma área de absorção de 2.30 m², um rendimento óptico de 0.78, um coeficiente linear de perdas térmicas de 3.5 W.m⁻².K⁻¹ e um coeficiente quadrático de perdas térmicas de 0.0147 W.m⁻².K⁻². O sistema solar na cobertura é constituído por 90 colectores, instalados em filas de 10 baterias em paralelo, contendo cada bateria 9 colectores em paralelo de canais (projecto de execução).



Figura 26 – Fotografia dos painéis solares instalados na cobertura (à esquerda) e exemplo de uma ligação em paralelo de canais (em cima).

O paralelo de canais está limitado ao tipo de colectores utilizados (nem todos permitem este tipo de ligação) e a um máximo de colectores que deverá vir indicado pelo fabricante (normalmente 4). No entanto, tem como vantagens o facto de ter um baixo custo associado, uma instalação simples, uma menor perda de carga e um maior rendimento em relação aos outros tipos de ligação entre colectores.

Quando existe mais de uma fila de colectores, a distância entre as filas deverá ser tal que os colectores da fila anterior não fiquem sombreados pela fila que os precede. Essa sombra é tanto menor quanto maior for a distância entre os colectores (a partir de uma dada distância é constante). A figura seguinte demonstra a distância entre colectores assim como o ângulo que perfazem com a horizontal:

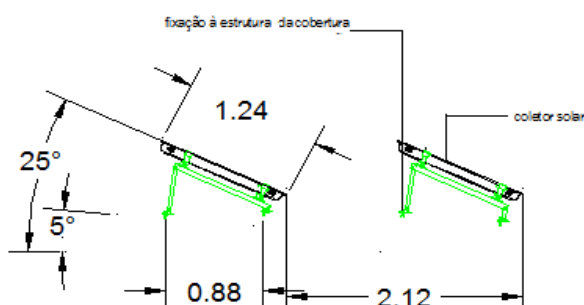


Figura 27 – Esquema dos colectores planos existentes na cobertura do edifício CCO

Energia total incidente nas fachadas

De forma a sintetizar a informação mencionada anteriormente, é possível traçar a seguinte tabela:

Tabela 2 – Detalhes do sistema solar consoante a fachada

Fachada	Tipo de colector	Inclinação	Número de painéis	Área total [m ²]	Caudal total [L.h ⁻¹]
Sul	CPC	90°	92	182	3190
Este			48	95	1680
Oeste			48	95	1680
Cobertura	Plano	25°	90	207	6000

A partir desta tabela, e recorrendo à ferramenta *EnergyPlus*, é possível obter a Figura 28. Nesta figura pode-se observar o total da energia solar incidente (em MJ/dia) em cada grupo de colectores, assim como a contribuição relativa destes em cada mês. Tal como esperado, existe uma variação significativa ao longo do ano, bem como ao longo de qualquer dos meses, sendo a contribuição dos colectores na cobertura fundamental no verão, quando as necessidades energéticas do edifício são maiores. Devido a esta variabilidade, o sistema inclui um conjunto de depósitos de acumulação de energia que, em conjunto com um sistema de controlo, permite minorar os efeitos dessa variabilidade.

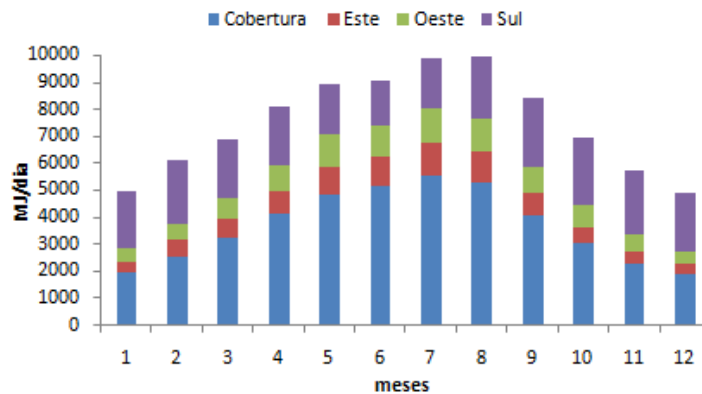


Figura 28 – Média mensal diária da energia solar incidente nas orientações utilizadas no sistema

Estudo energético do colector

O colector solar é uma máquina térmica submetida a condições de trabalho muito diversas, já que a radiação solar oscila ao longo do dia e de um dia para o outro, em função da nebulosidade e da época do ano. Para se poder efectuar um estudo simples do comportamento do colector é necessário conhecer as condições estacionárias, isto é, os valores constantes para todos os parâmetros que intervêm. Os colectores ensaiam-se geralmente fazendo-os funcionar num banco de ensaio sob condições estáveis de radiação solar, velocidade do vento, temperatura do fluido à entrada e temperatura ambiente.

O rendimento do colector, determinado no ensaio, é dado por uma curva que representa a dependência deste relativamente à temperatura e à radiação incidente. No caso dos colectores planos uma relação do tipo linear é suficiente para a caracterização do colector, como se pode observar pela Equação 18. No caso dos colectores do tipo CPC, embora uma relação linear não seja a mais correcta para caracterizar este colector, pode ser feita a comparação com os colectores planos recorrendo também à Equação 18 (INETI, 2008). No ensaio do colector também pode ser conhecido o parâmetro η_{opt} e U_L .

Sendo assim, é possível determinar o rendimento instantâneo de um colector em função da temperatura de entrada do fluido, num determinado caudal \dot{m} :

$$\eta = \frac{F_r'}{F} \eta_{opt} - \frac{F_r'}{F} U_L \frac{(T_{in} - T_a)}{G} \quad [18]$$

$$\frac{F_r'}{F} = \frac{\dot{m} c_p}{U_L} \left[1 - e^{\frac{-U_L}{\dot{m} c_p}} \right] \quad [19]$$

Onde,

η - rendimento instantâneo do colector T_{in} – temperatura do fluido à entrada do colector [K]

η_{opt} – rendimento óptico T_a – temperatura ambiente [K]

$\frac{F_r'}{F}$ - factor de irrigação. É sempre inferior à unidade e depende do caudal do fluido e das características da placa absorvora. G – irradiância incidente no plano do colector [$W.m^{-2}$]
 c_p - capacidade térmica do fluido [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

U_L - coeficiente global de perdas [$W.m^{-2}.K^{-1}$] \dot{m} - caudal por unidade de área de colector [$kg.s^{-1}.m^{-2}$]

O fluxo de energia útil [$W.m^{-2}$] que um colector pode fornecer por unidade de área, num determinado instante, pode ser dado:

$$Q_u = G * \eta \quad [20]$$

No entanto, esse fluxo também pode ser determinado pelo ganho de temperatura do fluido entre a entrada (T_{in}) e a saída (T_{out}):

$$Q_u = \dot{m} * c_p * (T_{in} - T_{out}) \quad [21]$$

Da Equação 20 e 21, torna-se possível determinar a temperatura a que sai o fluido do colector e que, por sua vez, irá alimentar os depósitos de armazenamento de calor:

$$T_{out} = T_{in} + \left(\frac{G * \eta}{\dot{m} * c_p} \right) \quad [22]$$

4.4.2 Depósitos

Actualmente, por questões de racionalização de energia, é cada vez mais frequente a utilização de depósitos para acumulação de água proveniente de sistemas geradores de água quente, quer de caldeiras, quer de painéis solares. Um bom sistema de armazenamento deve cumprir certos requisitos, tais como: alta capacidade calorífica, volume reduzido, temperatura de utilização de acordo com a necessidade energética, rápida resposta ao consumo, boa integração no edifício e uma longa duração.

No edifício em estudo, estão instalados cinco depósitos de inércia térmica, de volume 6 m³, do fabricante Sandometal. Esses depósitos são fabricados em aço inox AISI 316L, para instalação vertical e são termicamente isolados com lã de rocha de 100 mm de espessura (duas mantas amovíveis de 50mm), com forra amovível em PVC. Deverão suportar temperaturas de funcionamento até 100°C e pressões até 10 bar. Os depósitos estão ainda equipados com protecção catódica por corrente eléctrica, membrana de estratificação, termómetro, manómetro, válvulas de segurança e válvulas de dreno.

A melhor posição que os depósitos de acumulação devem assumir é exactamente a actual, ou seja, na vertical, de modo a favorecer a estratificação da água. Essa estratificação permite que a extracção de água quente para consumo seja feita pela parte superior do depósito (pois o fluido quente tem a tendência natural de subir), que a temperatura da água na entrada dos colectores seja mais baixa (aumentando o rendimento do colector) e que durante o consumo, não haja uma mistura da água da rede introduzida no depósito, com a água quente armazenada. A verticalidade dos depósitos tem ainda como vantagem um menor custo associado, uma menor área de ocupação e uma maior eficácia do isolamento térmico, pois reduzem-se as perdas por condução para o pavimento.

No entanto, o efeito dessa estratificação de temperaturas no interior dos depósitos, não foi considerado na optimização do sistema de controlo do caso de estudo, assumindo-se assim, que os depósitos apresentavam uma temperatura uniforme em todo o seu interior.

Essa aproximação resulta da necessidade constante de climatização, de algumas zonas do edifício ao longo do dia. Aliando isto ao facto do sistema ser alimentado por caudais elevados, dificilmente um determinado volume de água, ficará armazenado no depósito num período de tempo considerado suficiente para que ocorra a estratificação completa do seu interior. Por exemplo, o caudal de água necessário numa hora, de modo a garantir as necessidades de arrefecimento do edifício no verão, é superior à soma do volume total dos dois depósitos de frio, ou quase o triplo do volume de um só depósito. Estas constantes renovações do volume de água nos depósitos, levam ao aumento da convecção forçada no seu interior, o que não favorece a estratificação térmica.

A diminuição dessa estratificação pode ainda ser causada por outros mecanismos de transferência de calor, tais como: a mistura de água provocada pelas entradas e saídas de água, as perdas para o ambiente, a convecção natural induzida pelas paredes do depósito que se aquecem por condução e a difusão interna do calor devido aos gradientes de temperaturas. Além do mais, como o sistema deste edifício tem cinco depósitos de água, a modelação da estratificação térmica de todos eles iria ser um processo muito moroso e com alguma complexidade de análise.

Outra condição essencial que o depósito deve verificar (para além da estratificação térmica), de modo a garantir um bom comportamento térmico do sistema, é a sua baixa taxa de transferência de calor com a envolvente, ou seja, que o depósito tenha baixas perdas térmicas. Para avaliar essas perdas, é preciso determinar o coeficiente global de perdas, U_{dep} , que depende do tipo de isolamento e da sua espessura, mas também, da própria geometria do depósito. Esse coeficiente pode então ser determinado através da consideração das principais formas em que ocorre transferência de calor: convecção no interior do depósito, condução através das suas superfícies externas, convecção com o ar do local de instalação e radiação. Neste caso, como se considera a uniformização da temperatura do depósito, a convecção no seu interior é desprezável.

Os depósitos do edifício CCO têm a geometria de um cilindro com uma altura máxima de 3910 mm, e um diâmetro máximo (com isolamento) de 1700 mm. Através da figura seguinte, é possível observar os mecanismos de transferência de calor envolvidos entre um desses depósitos e a sua envolvente:

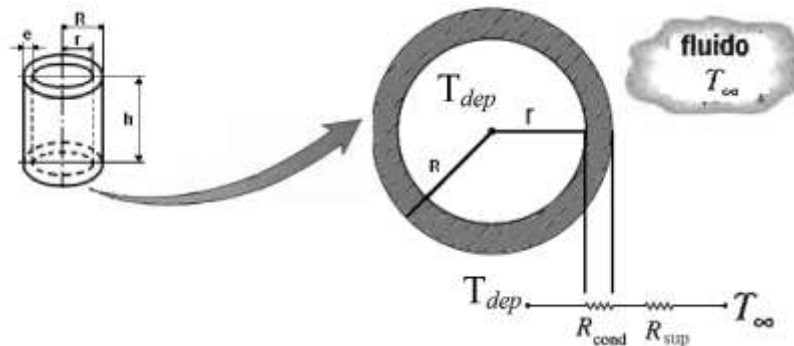


Figura 29 – Secção transversal do depósito com o respectivo circuito térmico do fluxo de calor

No caso dos depósitos de água quente, o fluxo de calor terá como sentido o exterior desses, em direcção ao fluido que tem uma temperatura inferior, T_{∞} (temperatura do ar da zona onde os depósitos estão instalados). No caso dos depósitos de frio, o sentido do fluxo de calor é o inverso, onde o ar da sua envolvente aquece as suas superfícies exteriores (pois estas têm uma temperatura mais baixa).

Nas superfícies circulares, como a secção transversal do depósito, Figura 29, a área A é igual a $2\pi Rh$, sendo R o raio do depósito (com isolamento) e h a sua altura. De acordo com (Incropera, Dewitt, & al., 2007), a condução radial numa superfície cilíndrica, é dada por uma resistência térmica na forma de:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{R}{r}\right)}{2\pi h \lambda} \quad [23]$$

Onde,

R_{cond} – é a resistência térmica por condução [$K \cdot W^{-1}$] através do isolamento (lã de rocha).

λ - representa a condutividade térmica do material isolante, ou seja, a capacidade desse material para conduzir calor, sendo que materiais com baixa condutividade térmica são bons isolantes. Neste caso, segundo o fabricante dos depósitos, a condutividade da lã de rocha é $0.04 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$.

r – raio do depósito sem isolamento [m]

A resistência térmica que representa o efeito da convecção e radiação entre o depósito e a envolvente, R_{sup} , pode ser determinada através:

$$R_{sup} = \frac{R_{se}}{2\pi Rh} \quad [24]$$

Sendo R_{se} o efeito da convecção e radiação entre uma superfície do depósito e a envolvente. De acordo com (Santos & Matias, 2006), o valor de R_{se} para este caso é igual a $0.04 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$.

A partir daqui, está-se então em condições de se calcular o coeficiente global de perdas [W.K^{-1}]:

$$U_{dep} = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{(R_{cond} + R_{sup})} \quad [25]$$

Onde o valor obtido para o U_{dep} dos depósitos instalados foi de 7.73 W.K^{-1} . Caso este coeficiente tivesse sido calculado por unidade de área do depósito seria igual a $0.37 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

4.4.3 Chiller de absorção de efeito simples

Na crise energética da década de 1970, foram comercializados por empresas como a *Carrier*, *York* e *Trane*, vários modelos de equipamentos de absorção para uso em sistemas de cogeração, usando-se principalmente a mistura água – brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$). No sector dos edifícios, a aplicação dos *chillers* deste tipo, tem como finalidade, a geração do frio necessário para a sua climatização. Como vantagens, estes equipamentos só usam água como fluido refrigerante em substituição de substâncias nocivas à camada de ozono; não necessitam de componentes móveis (para além das bombas hidráulicas); apresentam uma vida útil longa (geralmente superior a vinte anos) e não requerem muita manutenção; o seu consumo de energia convencional é, aproximadamente, 10% do consumo de um *chiller* de compressão de vapor; no caso dos *chillers* de queima indirecta, a sua fonte de calor pode ser proveniente de energias renováveis, como a solar e a geotérmica. Contudo, estes equipamentos quando comparados com *chillers* de compressão, possuem um COP inferior e um custo inicial superior.

O *chiller* de absorção de efeito simples, utilizado no edifício em estudo, consiste num evaporador, condensador, absorvedor, gerador e uma bomba de circulação da mistura. Os dois fluidos usados nessa mistura são o refrigerante (água) e o absorvente (LiBr). No ciclo de absorção, a compressão do vapor do refrigerante é efectuada pela combinação do absorvedor, da bomba de circulação e do gerador, em vez do compressor mecânico do vapor. Esse ciclo pode ser ilustrado através da figura seguinte:

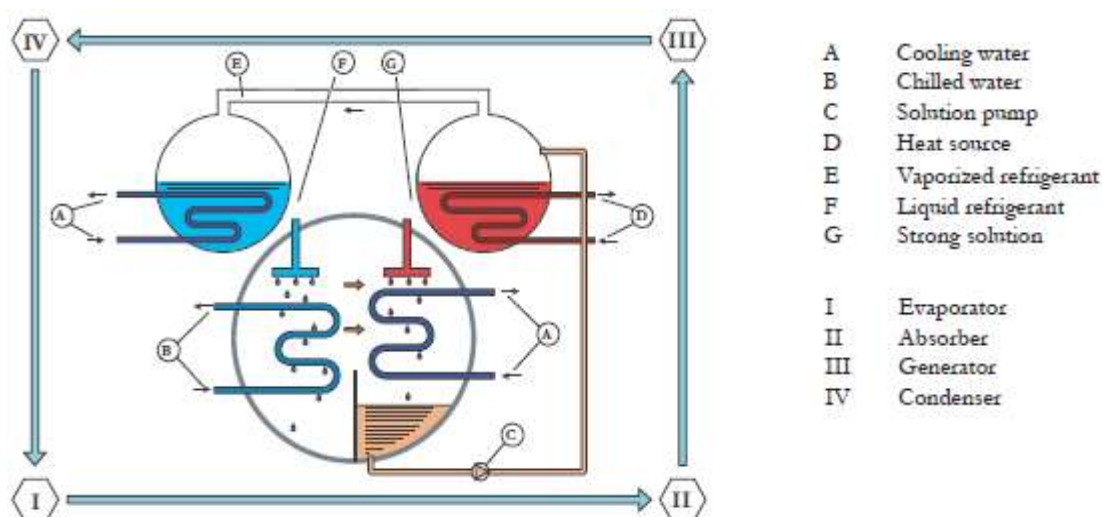


Figura 30 – Ciclo de operação de um chiller de absorção de efeito simples (THERMAX, 2008)

Ao nível do Evaporador, fase I, o refrigerante evapora a uma baixa pressão (com uma temperatura de, aproximadamente, 4°C) e absorve calor dos tubos onde circula a água proveniente dos depósitos de frio (designada de *chilled water*), levando a que esta seja arrefecida.

Na fase II, o vapor refrigerante é absorvido pela substância concentrada de LiBr (sendo esta higroscópica), formando uma mistura binária líquida. O calor libertado neste processo de absorção é dissipado através dos tubos de água da torre de arrefecimento (*cooling water*). Para que este processo de absorção seja eficiente, a mistura é então bombeada até um gerador de alta pressão.

No gerador (fase III), a água proveniente dos depósitos quente (*heat source*) vai fornecer calor à mistura, de forma a separar novamente o refrigerante (sob a forma de vapor) da substância absorvente e a reconcentrar a solução. O vapor de água gerado é então enviado para o condensador.

Na fase IV, através da permuta com a água da torre de arrefecimento, esse vapor condensa e converte-se num líquido a alta pressão. Esta água líquida, após passar por uma válvula de expansão (reduzindo a sua pressão), é novamente reencaminhada para o evaporador.

O ciclo volta a reiniciar quando houver necessidade de gerar frio e existir entrada de calor no gerador.

O *chiller* de absorção (de efeito simples) do edifício CCO é o modelo LT 2 do fabricante *THERMAX*. Este *chiller* pode funcionar entre 10 a 100% da sua capacidade de uma forma automática e é arrefecido pela água da torre. As curvas de potência deste equipamento, que serão consideradas no sistema de controlo, podem ser consultadas através do **Anexo II**. A tabela seguinte apresenta algumas características a ter em conta na optimização do sistema:

Tabela 3 – Características específicas do chiller de absorção (projecto de execução)

Potência de arrefecimento	70.0 kW
Caudal de água (Circuito de água fria)	11 000 l/h
Regime de temperatura de arrefecimento	6.7 °C/ 12.2 °C
Caudal de água (Circuito de água quente)	15 700 l/h
Regime de temperatura (Circuito de água quente)	75.0 °C/ 100 °C
Caudal de água (Circuito de refrigeração)	20 000 l/h
Regime de temperatura (Circuito de refrigeração)	36.7 °C/ 29.4 °C

4.4.4 Torre de arrefecimento

A torre de arrefecimento do edifício CCO é do tipo aberta com fluxo em contra-corrente. Este equipamento tem como princípio básico de funcionamento a circulação de água quente, que ao entrar na parte superior do equipamento, é pulverizado por injectores. Essas gotas de água vão circular por uma camada de placas com pequenos orifícios (favos) até à base do equipamento. Nesses orifícios, o ar admitido junto à base da torre, vai circular em contra-corrente, sendo forçado pelo ventilador instalado no topo a escoar para a atmosfera (Figura 31). Este processo faz com que uma pequena parte da água se evapore, contribuindo assim, para a dissipação de calor da restante. A água arrefecida escorre então para o tabuleiro da torre e retorna à fonte a arrefecer (neste caso, o chiller de absorção).

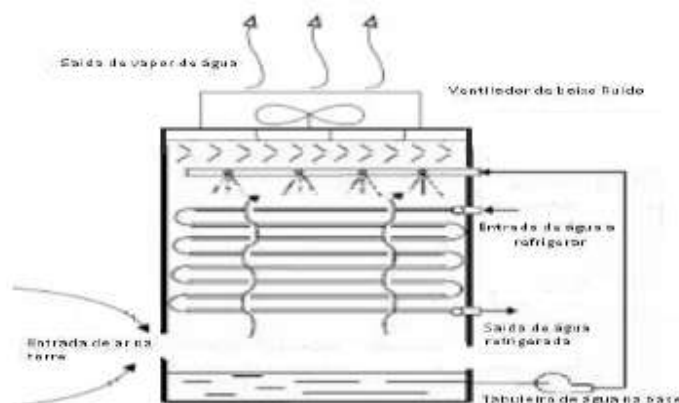


Figura 31 – Esquema de uma torre de arrefecimento

4.4.5 Bomba de calor convencional (backup)

A energia solar nem sempre é suficiente para garantir as necessidades de aquecimento do edifício no inverno ou para elevar a temperatura dos depósitos que alimentam o gerador do *chiller* de absorção. Esta última limitação faz com que esse *chiller* não possa gerar frio para os depósitos de frio, e estes por sua vez, não conseguirão atender às necessidades de arrefecimento no verão. Para garantir que tal aconteça, é utilizado um sistema de apoio, como as caldeiras ou bombas de calor/*chillers*. A potência do sistema de apoio pode ser otimizada tendo em conta que existirá alguns depósitos de inércia acoplados ao seu sistema. Desta forma a potência do sistema de apoio poderá ser inferior, assim como os custos associados à fase de operação do sistema.

No edifício em estudo, está instalado um *chiller* com produção de água refrigerada e água quente através do mesmo circuito (sistema a dois tubos). Este *chiller* é o modelo HRAN 03/02B do fabricante *Climaveneta* e opera com o refrigerante R407c. O uso deste fluido refrigerante tem algumas vantagens, nomeadamente, de carácter ambiental. O que distingue o funcionamento do *chiller* eléctrico do *chiller* de absorção, é o facto do primeiro ter como princípio de base um compressor mecânico, usualmente accionado por um motor eléctrico, de forma a aumentar a pressão em determinada fase do ciclo termodinâmico do sistema. A desvantagem deste processo reside no seu elevado custo energético. Desta forma, essa bomba de calor convencional só irá ser usada quando estritamente necessária (como *backup*), intervindo apenas quando as temperaturas dos depósitos não estiverem satisfeitas consoante as definidas no sistema de controlo.

Tabela 4 – Características específicas do *chiller* de *backup* (projecto de execução)

CAPACIDADE EM ARREFECIMENTO	
Capacidade de arrefecimento [kW]	73,4
Potência absorvida [kW]:	27,9
Ar exterior [°C]	35,0
EVAPORADOR	
Temperatura da água à entrada [°C]	12,0
Temperatura da água à saída [°C]	7,0
Caudal de água [m³/h]	12,6
Perda de carga [kPa]	38,4
DESEMPENHO EM BOMBA DE CALOR	
Capacidade de aquecimento [kW]	79,9
Potência absorvida [kW]	26,0
Ar exterior [°C]	4,0
CONDENSADOR	
Temperatura da água à entrada [°C]	40,0
Temperatura da água à saída [°C]	45,0
Caudal de água [m³/h]	13,9
Perda de carga [kPa]	46,2
VENTILADORES	
Número	8
Caudal de ar [m³/s]	7,6
Potência unitária [kW]	0,16

4.4.6 Unidades de Tratamento de Ar

Os equipamentos referidos anteriormente, fazem parte do sistema centralizado do edifício CCO, tendo esses como objectivo, a garantia da totalidade (ou da maior parte) das suas necessidades térmicas. A climatização das zonas do edifício pode ser feita por um fluido diferente, ou não, do que circula no circuito primário. Desta forma, o sistema centralizado pode então ser classificado quanto ao fluido térmico utilizado (refrigerante secundário), podendo ser do tipo tudo-ar, tudo-água ou de ar-água.

No caso dos sistemas tudo-ar, o frio ou calor é transportado para a zona a climatizar através do ar, previamente arrefecido ou aquecido numa unidade de tratamento de ar (UTA). O princípio básico de funcionamento de uma UTA é renovar o ar interior da zona a climatizar, substituindo-o por ar filtrado e climatizado, consoante as necessidades térmicas da estação. Esse equipamento, ao funcionar em conjunto com ventiladores de extracção, vai expelir o ar “contaminado” da respectiva zona. Este tipo de equipamento deve ser capaz de manter ao longo de todo o ano e em todos os ambientes condicionados, a temperatura desejada e humidade relativa aceitável. Deve também assegurar uma pureza do ambiente adequada e simultaneamente manter a velocidade do ar nas zonas ocupadas dentro dos limites requeridos para proporcionar condições de conforto aos ocupantes. O controlo da pureza e o movimento do ar não apresentam normalmente problemas, visto que é possível estabelecer adequadamente o caudal de ar exterior que deve ser introduzido e o tipo de filtros a adoptar.

As UTAs instaladas no edifício em estudo são de volume de ar variável (VAV), sem reaquecimento terminal e a distribuição do ar frio ou quente é feita apenas por uma conduta até à zona a climatizar. No caso da sala de operações e das salas adjacentes, a admissão de ar novo (ao nível do piso térreo), é efectuada por deslocamento vertical através de plenos de insuflação aí existentes. No auditório e no hall/cafetaria, a insuflação de ar é feita, respectivamente, por uma grelha linear de parede e de pavimento. A rejeição de ar (ao nível das coberturas), em todas essas zonas, é efectuada por condutas de extracção até às respectivas UTAs.

Este tipo de sistema simples de VAV é aplicado, geralmente, a várias zonas de um edifício com necessidades de arrefecimento durante todo o ano. Em cada ramificação é instalada uma unidade terminal de VAV, que tem por função fazer variar o caudal de insuflação em função da carga térmica, de modo a controlar a temperatura de cada zona. A vantagem principal deste sistema consiste na redução do consumo energético envolvido na movimentação do ar, devido ao facto, de se distribuir apenas a quantidade de ar necessária, em cada instante, para se obter as condições interiores desejadas. No entanto, é necessário prestar especial atenção, quando as condições de carga são reduzidas. Nestas situações, a distribuição do ar na zona pode ser deficiente devido à velocidade do ar em contacto com os ocupantes poder ser muito baixa, levando a que a diluição dos contaminantes se torne insuficiente.

A Figura 32 apresenta um esquema representativo das UTAs instaladas no edifício em estudo. Neste caso a ventilação de insuflação e de extracção estão integradas na mesma UTA, permitindo regular o caudal de ar de recirculação fornecendo o caudal de ar novo necessário para garantir a qualidade do ar interior. As UTAs são de fabrico em série para montagem à intempérie e/ou interior do tipo modular. As UTAs são do fabricante *Wolf* e as suas características específicas estão indicadas no **Anexo III**.

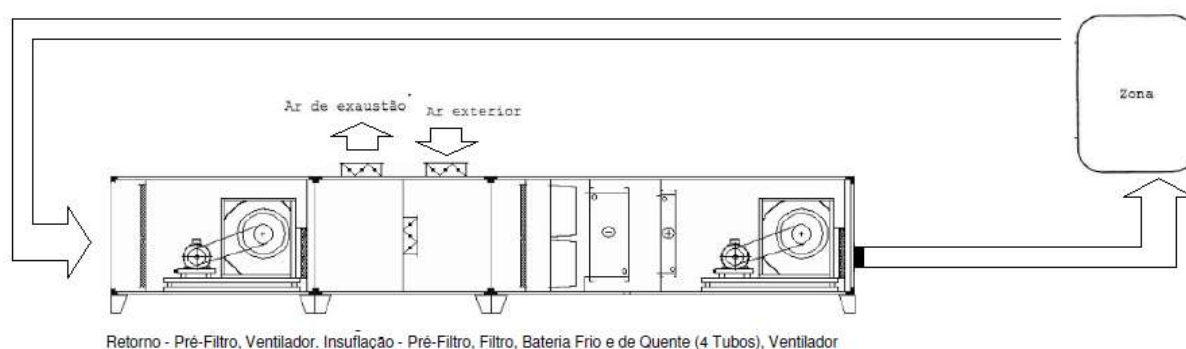


Figura 32 – Esquema do tipo de UTA instalada no edifício CCO

4.4.7 Ventilo-convectores

Os sistemas ar-água consistem numa técnica de climatização em que se distribui pelos equipamentos terminais, existentes em cada ambiente, água e ar em simultâneo.

O ar que se introduz mecanicamente nas zonas é designado por ar primário e é constituído, normalmente, apenas por ar novo. A função principal deste ar primário consiste em assegurar as necessidades mínimas de ventilação e o controlo da humidade relativa das diferentes zonas. A parcela da carga térmica que este escoamento de ar consegue anular, depende pois das condições definidas para a insuflação. Para além de ser insuflado esse ar primário, é também utilizada água nas unidades terminais instaladas em cada uma das zonas. O caudal de água quente ou fria, que circula nas baterias destas unidades terminais, pode ser regulado por válvulas termostáticas em função do sinal detectado por cada termóstato de ambiente. O circuito de distribuição da água quente e fria pode ser efectuado a dois, três ou quatro tubos.

O ar primário que alimenta cada uma das zonas pode entrar directamente no ambiente, através de grelhas ou difusores, ou então ser canalizado directamente para as unidades terminais onde se mistura com o ar recirculado, para depois ser então introduzido no ambiente. As unidades terminais mais usuais são os ventilo-convectores (VCs), painéis radiantes ou as unidades de indução. Os VCs não são mais que pequenas unidades de tratamento de ar instaladas nas próprias zonas que condicionam. São constituídos basicamente por um ventilador e respectivo motor, filtro e uma ou duas baterias.

Os VCs adoptados no presente edifício são do modelo *GEKO*, do fabricante *GEA*, e são próprios para instalação do tipo horizontal, em tecto falso, capazes de vencer uma pressão estática disponível até 100 Pa. Estes aparelhos funcionam em sistema a quatro tubos, em recirculação de ar. Neste caso, o ar primário mistura-se previamente com o ar de recirculação. O ventilador é responsável pela movimentação desta mistura através das baterias, pela distribuição do ar de insuflação e ainda pela recirculação do ar ambiente. Quando a alimentação não é feita directamente no VC, o ventilador apenas movimenta um escoamento de ar de recirculação. Quando o arrefecimento da zona é acompanhado de um processo de desumidificação, os ventilo-convectores necessitam de estar munidos de um sistema de recolha e de evacuação de condensados.

Uma vantagem destes sistemas ar-água relativamente aos sistemas tudo-ar consiste na necessidade de um menor espaço para a passagem das condutas, uma vez que o caudal utilizado é menor.

Os quatro VCs do edifício CCO, instalados nos dois gabinetes e nas duas salas do piso 1, satisfazem determinados parâmetros (representados na tabela seguinte) para que o sistema de climatização tenha um desempenho eficiente. A Tabela 6 apresenta as características específicas de cada um desses VCs.

Tabela 5 – Parâmetros que os VCs devem cumprir

Temperatura de ida de água fria	Temperatura de retorno de água fria	Temperatura de ida de água quente	Temperatura de retorno de água quente
9 °C	14 °C	45 °C	40 °C

Tabela 6 – Características específicas dos VCs instalados (projecto de execução)

Características	Gabinete do director	Gabinete da secretária	Sala de reuniões	Sala dos telefones
Potência de arrefecimento	2.5 kW	2.5 kW	4.2 kW	3.0 kW
Potência de aquecimento	2.5 kW	2.5 kW	4.2 kW	3.0 kW
Ar tratado	500 m ³ .h ⁻¹	500 m ³ .h ⁻¹	700 m ³ .h ⁻¹	700 m ³ .h ⁻¹
Ar novo	400 m ³ .h ⁻¹	400 m ³ .h ⁻¹	550 m ³ .h ⁻¹	350 m ³ .h ⁻¹

5. Previsão das Cargas Térmicas

A combinação de um sistema de climatização com a utilização substancial de energias renováveis, torna imprescindível o recurso à simulação do comportamento térmico do edifício, num *timestep* considerado rigoroso (10 minutos), durante um ano típico de clima local. Desta forma torna-se possível responder a um conjunto de questões essenciais:

- Determinação das cargas térmicas totais e instantâneas associadas a diferentes opções de construção e de controlo do sistema de climatização do edifício;
- Optimização das regras de controlo do sistema de armazenamento de energia térmica.

As múltiplas simulações utilizadas neste trabalho foram feitas com o software *EnergyPlus*, de modo a representar o edifício CCO nas condições nominais de funcionamento. O ficheiro climático utilizado na simulação corresponde, conforme referido anteriormente, a um ano típico para a cidade de Lisboa.

A análise dos resultados da simulação, bem como a simulação do comportamento dos depósitos de armazenamento de energia térmica, foram feitos utilizando o software *MATLAB*. Esta simulação foi feita com rotinas escritas propositadamente para este efeito, como explicado no capítulo seguinte.

5.1.1 Zonamento e modelo geométrico

Em toda a definição geométrica do modelo foi utilizado o *plugin Legacy OpenStudio* do *Google Sketchup*. O modelo do edifício utilizado na simulação está apresentado na Figura 33. As soluções construtivas do modelo foram caracterizadas, posteriormente, de acordo com o *EnergyPlus*.

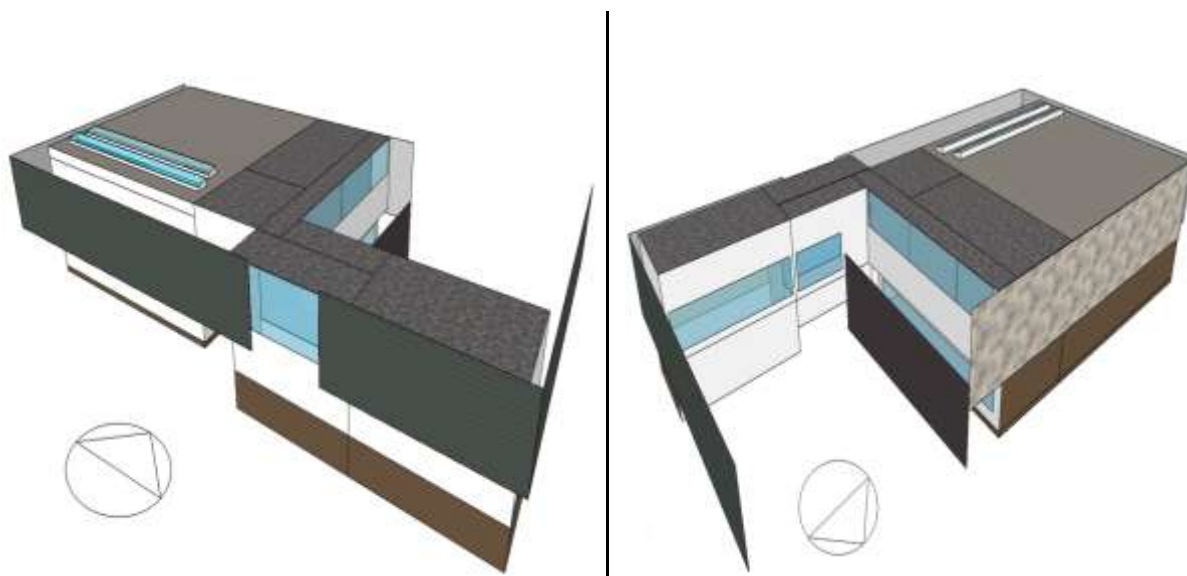


Figura 33 – Diferentes perspectivas da geometria utilizada na simulação do modelo do edifício CCO.

Note-se que restrições nos modelos físicos utilizados, levaram a que alguns aspectos da geometria fossem aproximados, de forma a obter ganhos e perdas térmicas semelhantes com uma geometria mais simples. Pela figura anterior, também se pode observar a existência de superfícies de sombreamento nas fachadas sul, este e oeste, sendo essas representativas dos colectores solares térmicos aí instalados. No topo da sala de operações, estão representados alguns dos colectores planos, de forma a prever a energia solar incidente. As outras superfícies representam paredes existentes na adjacência do edifício.

De forma a simular o comportamento térmico do edifício utiliza-se um número de aproximações para que a tarefa seja realizável, procurando-se não comprometer a precisão dos resultados. Uma dessas aproximações é feita a par da modelação geométrica - o zonamento térmico, que consiste no agrupamento das zonas do edifício por zonas térmicas. O zonamento torna-se necessário para tornar menos pesada a simulação do modelo, que de outra forma se tornaria computacionalmente demasiado

exigente e sem incremento de precisão justificável. O critério que define o zonamento é então o de criar, sem simplificações exageradas, o menor número de zonas possível. A análise térmica efectuada às zonas do edifício, levou a que o agrupamento destas tivesse em consideração algumas das suas características, quer em termos de geometria, de soluções construtivas, sombreamento, cargas internas e o seu perfil de utilização, climatização e controlo da temperatura, entre outros.

As figuras seguintes apresentam o zonamento térmico definido por cada piso do edifício:

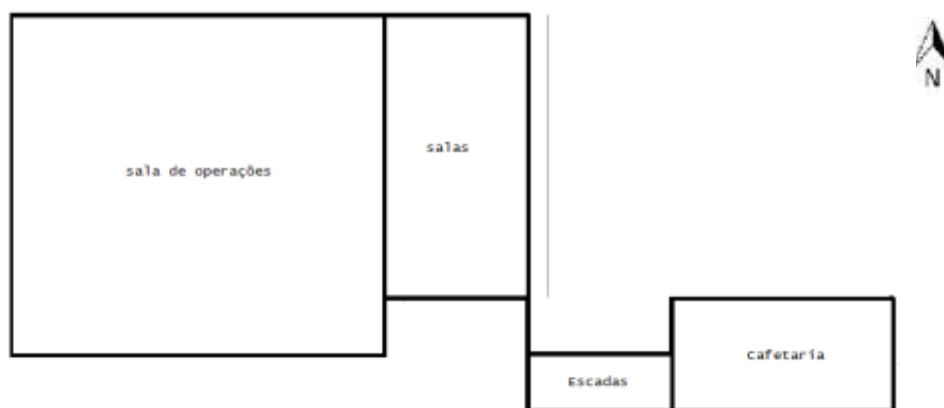


Figura 34 – Zonamento do piso 0

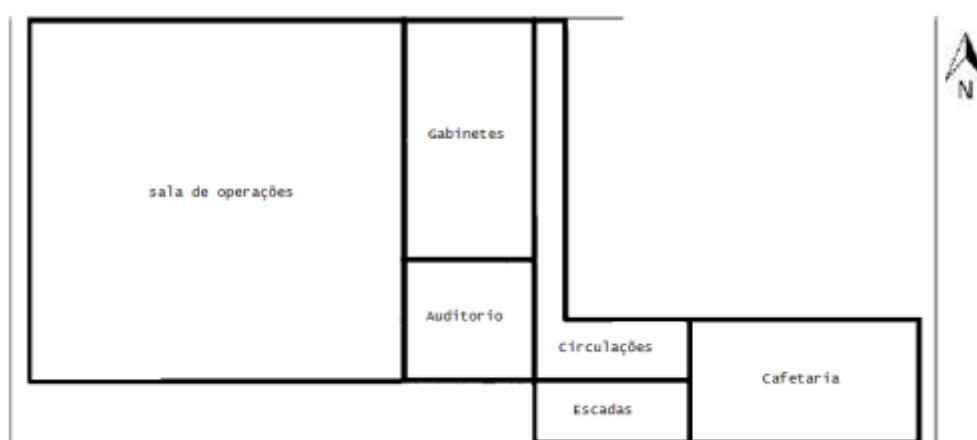


Figura 35 – Zonamento do piso 1

De acordo com as figuras anteriores, as salas do piso 0 (adjacentes à sala de operações), foram agrupadas numa única zona devido ao seu semelhante comportamento térmico. O mesmo acontece com os gabinetes do piso 1. As zonas técnicas e os balneários/*WC*'s não foram considerados na simulação, devido ao facto destes não terem necessidades de climatização significativas.

O hall como possuía manifestas assimetrias térmicas (por exposição solar através de envidraçados de grandes dimensões), foi fraccionado em duas zonas térmicas (escadas e circulações). Desta forma, é possível fazer a caracterização da adjacência virtual entre essas zonas de uma maneira aproximativa das trocas de energia que de facto ocorrem no espaço aberto real, nomeadamente as convectivas.

A cafeteria foi agrupada com algum do espaço adjacente do piso inferior, visto que ambos são climatizados pela mesma UTA, através de uma grelha linear de pavimento. Deste modo, a zona designada de cafeteria, vai ser comum aos dois pisos (como acontece com a sala de operações).

5.1.2 Elementos Construtivos

Na sala de operações e nas salas que são adjacentes a essa no piso 0, o pavimento é de piso elevado modelar (em aglomerado de madeira de alta densidade), devido aos plenos aí existentes. Na parte inferior do pleno, ou no caso das zonas sem pleno, a laje do pavimento em contacto com o solo é constituída por, um sistema de impermeabilização e isolamento térmico em poliestireno extrudido, seguido de uma camada de betonilha armada e de uma de enrocamento.

As paredes exteriores da sala de operações, para além do betão descofrado, têm um revestimento exterior com isolamento térmico em placa poliestireno, e um interior, para correcção acústica, através de uma forra com caixa-de-ar. Esta forra interior é constituída por painéis em fibras de abeto soltas mineralizadas. As restantes paredes exteriores do edifício, não se encontram isoladas acusticamente.

As paredes interiores entre os gabinetes do piso 1 e a zona designada de circulações são em gesso cartonado do tipo *Knauf*, com camada dupla em ambas as faces, incluindo a colocação de lã mineral, compactada a 30 kg.m^{-3} entre essas camadas. As restantes paredes são constituídas apenas por betão.

A cobertura da sala de operações é constituída por uma laje de betão pré-fabricado (descofrado), com isolamento térmico, pelo exterior, em poliestireno extrudido. As restantes zonas do edifício (salas do piso 0, gabinetes do piso 1, auditório, circulações e cafeteria) têm um tecto falso em madeira para isolamento acústico. Para além deste último material e da caixa-de-ar entre este e o betão, a cobertura dessas zonas ainda possui, pelo exterior, de um isolamento térmico em poliestireno extrudido.

A tabela seguinte apresenta todos os materiais utilizados durante a simulação dinâmica, assim como algumas das suas propriedades térmicas (Santos & Matias, 2006):

Tabela 7 – Caracterização do exterior para o interior das soluções construtivas utilizadas

Superfície	Material	Espessura [m]	Condutibilidade térmica [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]	Resistência térmica [$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$]	Massa volúmica [kg.m^{-3}]	Calor específico [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]
Parede Exterior da sala de operações	Placa poliestireno	0.050	0.042	1.19	15	1210
	Betão descofrado	0.250	1.730	0.14	2242	837
	Caixa-de-ar	0.010	-	0.2	-	-
	Painel Celenit	0.035	0.070	0.50	430	1810
Cobertura da sala de operações	Poliestireno extrudido	0.040	0.037	1.08	35	50
	Laje de betão	0.200	2.000	0.10	2100	880
Piso com pleno	Aglomerado de madeira	0.040	0.100	0.4	300	1000
	Solo	1.550	1.140	1.36	1000	1282
Pavimento em contacto com o solo	Betonilha armada (enrocamento)	0.250	1.20	0.21	1000	800
	Betão descofrado	0.150	1.730	0.14	2242	837
	Poliestireno extrudido	0.040	0.037	1.08	35	50
Parede Exterior	Placa poliestireno	0.050	0.042	1.19	15	1210
	Betão descofrado	0.250	1.730	0.14	2242	837
Parede Interior	Betão descofrado	0.200	1.730	0.14	2242	837

Cobertura do piso 1	Poliestireno extrudido	0.040	0.037	1.08	35	50
	Betão descofrado	0.200	1.730	0.14	2242	837
	Caixa-de-ar	0.900	-	1.8	-	-
	Painel celenit	0.035	0.070	0.50	430	1810
Parede contraplacado	Gesso cartonado	0.025	0.250	0.1	800	1700
	Lã de vidro	0.050	0.040	1.25	30	800
	Gesso cartonado	0.025	0.250	0.1	800	1700

Os envidraçados são componentes relevantes no desempenho térmico de um edifício, desta forma, a sua modelação requer uma especial atenção. Os vãos envidraçados utilizados no exterior do edifício em estudo são de vidro duplo do tipo CLIMALIT, sendo este constituído por um vidro exterior de baixa emissividade do tipo COOL LIGHT TEMPERADO SKN 165 de 8 mm, caixa-de-ar de 14 mm, e por um vidro interior do tipo STADIP SILENCE 55.1 de 10 mm (segundo o projecto de execução). Os vãos envidraçados utilizados no interior do edifício são de vidro simples do tipo SECURIT de 10 mm ou equivalente (de acordo com o projecto de execução). No modelo utilizado, não se considerou qualquer tipo de sombreamento associado aos envidraçados, como estores, palas ou persianas.

5.1.3 Temperatura do Solo

A influência das temperaturas do solo, ao longo do ano, em contacto com as zonas de um edifício, pode influenciar as suas temperaturas interiores, principalmente se essas zonas tiverem um volume relativamente reduzido. No edifício em estudo, para além do solo em contacto com o pavimento das zonas, algumas dessas zonas chegam também a contactar com o solo através das suas paredes, como o caso da parede a norte da sala de operações e das salas adjacentes a essa no piso 0, e o das paredes a sul e a este da cafetaria.

O ficheiro climático “epw” utilizado na simulação, possui temperaturas mensais do solo para diferentes profundidades, nomeadamente, a 0.5, 2 e 4 m. Para esta simulação, foram consideradas as temperaturas mensais do solo a uma profundidade de 2 m (Figura 36), devido ao facto desta, corresponder, aproximadamente, à profundidade máxima a que o edifício está em contacto com o solo.

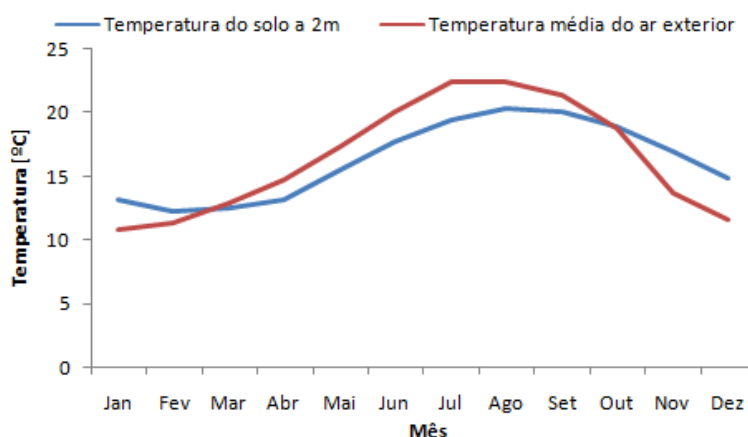


Figura 36 – Relação entre as temperaturas médias mensais do ar exterior e as do solo (a 2 m de profundidade) para o caso de estudo.

5.1.4 Cargas Internas

De modo a avaliar as cargas internas características de cada zona do edifício, é necessário ter em conta as suas variações, ao longo do dia, no número de ocupantes e na utilização dos sistemas de iluminação e dos equipamentos associados. O edifício possui no seu interior toda a diversidade de equipamentos típicos de um edifício de serviços, incluindo um elevador, sistemas informáticos ligados em permanência, etc. Ao nível da cafeteria, pode-se encontrar frigoríficos, microondas, máquinas de café, entre outros. No entanto, o edifício tem um horário de utilização que não segue estritamente o horário de expediente convencional, ou seja, de segunda a sexta-feira das 9h00 às 18h00. As diferentes zonas também apresentam perfis de utilização que variam moderadamente entre si.

A Tabela 8 apresenta os elementos principais de dois cenários considerados. O cenário A tem cargas térmicas mais baixas, podendo considerar-se próximo da ocupação inicial do edifício. O cenário B tem cargas elevadas, permitindo testar a resposta do sistema a este cenário extremo. Segundo o projecto de execução, o sistema de climatização está dimensionado para cargas superiores ao cenário B.

Tabela 8 – Cargas térmicas e horários de cada zona nos dois cenários considerados

Cenário A (CA)							
Cargas térmicas e horários	Sala de operações	Salas do piso 0	Auditório	Gabinetes do piso 1	Circulações	Escadas	Cafeteria
Número de ocupantes	8	5	40	6	6	-	8
Horário de operação	24h	24h	2h	9-18h	24h	24h	24h
Iluminação [W]	2000	1500	600	1200	750	300	1500
Equipamento [W]	9000	1500	500	2500	-	-	3000

Cenário B (CB)							
Cargas térmicas e horários	Sala de operações	Salas do piso 0	Auditório	Gabinetes do piso 1	Circulações	Escadas	Cafeteria
Número de ocupantes	10	7	40	8	8	-	8
Horário de operação	24h	24h	2h	9-18h	24h	24h	24h
Iluminação [W]	2000	2000	600	2000	750	300	1500
Equipamento [W]	11000	2500	500	3500	-	-	3000

Sabendo que a funcionalidade deste edifício é a de gerir o tráfego automóvel de algumas auto-estradas, torna-se perceptível a constante utilização, ao longo do dia, de algumas das suas zonas. Os dias não úteis (sábado e domingo) e o período de férias, compreendido entre Junho e Setembro, apenas foram considerados nas cargas internas dos gabinetes do piso 1 e do auditório. A utilização do auditório foi simulada considerando a presença de 40 ocupantes em três dias úteis da semana, ocupando o auditório durante uma hora de manhã e outra de tarde.

A elevada potência nos equipamentos da sala de operações é devida à existência de um painel de grandes dimensões (onde disponibiliza toda a informação em tempo real do tráfego), que emite uma quantidade de calor na ordem dos 8000 W, durante todo o dia (Figura 37).



Figura 37 – Fotografia do interior da sala de operações, sendo visível o painel de gestão de tráfego.

5.1.5 Infiltração

É importante dispor de uma troca de ar nas condições consideradas ideais para se garantir o conforto e a qualidade do ar interior, permitindo uma redução da humidade e da contaminação. No caso dos edifícios, essa troca de ar resulta de uma combinação de infiltração com ventilação forçada.

A infiltração pode ser definida como a entrada involuntária de ar, quer seja por frestas nas janelas e portas, quer por defeitos ou imperfeições na envolvente dos edifícios. A ventilação forçada pode ser natural (abertura de janelas) ou mecânica (através de ventiladores) ou ainda a combinação das duas. As taxas de ar novo, introduzidas numa determinada zona, são medidas em renovações por hora [RPH], em volume por segundo [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] ou ainda volume por hora por pessoa [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{pessoa}^{-1}$].

No caso do edifício CCO, a única abertura que permite o efeito de ventilação natural, são as portas automáticas da entrada principal, que dão acesso às zonas: circulações, escadas e cafetaria. As zonas interiores do edifício, como não são estanques, estão sujeitas a infiltração de ar exterior, que varia com o envelope e com o diferencial de pressões entre o interior e o exterior. Os valores de infiltração utilizados na simulação estão apresentados na Tabela 9 e podem ser explicados pelo seguinte:

- 1.00 RPH para espaços sem inserção de ar novo (via mecânica) e com uma abertura grande para o exterior em grande parte do tempo, como as escadas;
- 0.60 RPH para espaços iguais ao anterior mas com inserção de ar novo (circulações e cafetaria);
- 0.45 RPH para espaços interiores com inserção de ar novo, como os gabinetes do piso 1 e auditório;
- 0.30 RPH para espaços interiores e parcialmente enterrados, como a sala de operações e as salas adjacentes a essa no piso 0. Nestas duas zonas, a ventilação mecânica funciona durante todo o dia, levando a que essas estejam em constante sobrepressão, o que faz diminuir a infiltração.

Tabela 9 – Valores de infiltração utilizados na simulação para as diferentes zonas

Parâmetros	Sala de operações	Salas do piso 0	Auditório	Gabinetes do piso 1	Circulações	Escadas	Cafetaria
Área de pavimento [m^2]	460	150	52	116	76	40	73
Pé direito [m]	8.56	3.50	5.07	5.07	5.07	8.56	8.56
Volume [m^3]	3938	525	264	588	385	343	625
Renovações por hora [RPH]	0.30	0.30	0.45	0.45	0.60	1.00	0.60
Volume de ar novo [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	0.328	0.044	0.033	0.074	0.107	0.095	0.174

5.1.6 Climatização

Segundo o projecto de execução do edifício CCO, a temperatura recomendada para o seu interior é de $24\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ para a estação de verão e de $20\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ para a estação de inverno. Aliando este facto, às necessidades de ar novo, pois só a infiltração e a ventilação natural não são suficientes para garantir uma boa qualidade do ar interior em grande parte das zonas, torna-se indispensável a utilização de mecanismos de ventilação mecânica.

A ventilação mecânica é o movimento, através de meios mecânicos, de insuflação ou extracção de ar nas várias zonas do edifício. Este efeito pode acontecer em locais específicos de paredes, tectos e pavimentos ou então centralizada através de sistemas de distribuição por condutas. Como referido anteriormente, o edifício é então climatizado por quatro UTAs e quatro VCs, que possuem baterias de aquecimento e de arrefecimento alimentadas pela água (quente e fria) dos depósitos de inércia térmica. Das sete zonas definidas no edifício, cinco são climatizadas pelas UTAs (das quais duas zonas pela mesma UTA) e uma (gabinetes do piso 1) pelos VCs, ficando de fora a zona das escadas.

A simulação dos VCs no *EnergyPlus* é feita através do objecto *HVACTemplate:Zone:FanCoil*, que tem como *input* os vários parâmetros relativos a esses equipamentos, podendo destacar-se:

- o caudal máximo de ar tratado ($0.67 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$), onde se considerou a soma dos caudais apresentados na Tabela 6, visto que os quatros VCs encontram-se no interior da mesma zona térmica;
- o seu horário de funcionamento, tendo-se considerado das 9 às 18h de segunda a sexta-feira;
- a temperatura do termóstato para o aquecimento (até aos 18.5°C) e arrefecimento (a partir dos 26°C) da zona, formando assim um intervalo de 18.5 a 26°C ;
- o caudal de ar novo para a zona ($0.47 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$), também tendo em conta a Tabela 6;
- a eficiência do motor (0.9) e a eficiência total do ventilador (0.5),
- e a temperatura do ar de insuflação, aquando do arrefecimento (20.5°C) e do aquecimento (19°C).

No caso das UTAs, cada uma destas vai insuflar ar previamente aquecido ou arrefecido, consoante as necessidades térmicas, para cada zona do edifício. A cafeteria e as circulações são uma excepção, pois estas são climatizadas a partir da mesma UTA. Neste caso, o fluxo total de ar fornecido às duas zonas, não pode exceder o caudal máximo da respectiva UTA.

Normalmente, o ar retirado das zonas está aquecido devido a ganhos internos ou externos de calor, logo, a sua extracção pode significar uma perda de calor importante durante o período de aquecimento. No período de arrefecimento, a temperatura desse retorno também pode ser inferior à do ar exterior, sendo portanto vantajosa, tanto a nível térmico como eléctrico, a recirculação desse ar. No entanto, as UTAs devem ser capazes de assegurar uma pureza adequada das zonas ao longo do ano, daí que o ar insuflado tenha de ter uma percentagem de ar novo, o que faz com que algum do ar vindo da zona (retorno) seja expelido para o exterior da UTA.

As necessidades de ar novo de uma zona dependem não só da densidade de ocupação como também da actividade física que aí se realiza. Para se decidir qual a necessidade de ar novo requerida para cada zona é necessário consultar o ANEXO VI do RSECE (D.R., 2006). Através deste regulamento, optou-se por considerar um caudal mínimo de ar novo para as salas (inclusive a de operações) de $5 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$ ou de $30 \text{ m}^3/\text{h}$ por ocupante. Em caso de dúvida ou na presença de vários valores possíveis, é imposto que se escolha o caso que pede maior exigência de caudal de ar novo. Para as restantes zonas, considerou-se o caudal mínimo de ar novo indicado nas características específicas das respectivas UTAs, conforme apresentadas em **Anexo III**.

A partir daqui está-se em condições de se poder simular as UTAs no *E+*, usando para isso os objectos *HVACTemplate:Zone:VAV* e *HVACTemplate:System:VAV*. A tabela seguinte sintetiza os vários *inputs* estabelecidos, nos dois cenários considerados, de modo a se efectuar essa simulação:

Tabela 10 – Alguns *inputs* necessários de forma a simular as UTAs no *E+*

	UTA 1	UTA 2	UTA 3	UTA 4	
<div>ParâmetrosZonas</div>	Sala de operações	Salas do piso 0	Auditório	Circulações	Cafeteria
Horário de operação da UTA	24h	24h	9-18h	24h	
Temperatura do termóstato [°C]	18 – 26				
Caudal máximo de ar insuflado na zona [m³.s ⁻¹]	1.667	1.111	0.625	0.708	0.708
Caudal mínimo de ar novo [m³.s ⁻¹]	0.639	0.209	0.313	0.472	0.472
Cenário A (CA)					
Temperatura do ar insuflado no verão [°C]	20.0	21.5	23.0	22.0	
Temperatura do ar insuflado no inverno [°C]	18.0	18.0	18.0	18.5	
Cenário B (CB)					
Temperatura do ar insuflado no verão [°C]	19.0	21.0	23.0	21.0	
Temperatura do ar insuflado no inverno [°C]	17.5	18.0	17.5	18.5	

No entanto, como já referido nos capítulos anteriores, a admissão de ar para a sala de operações e para as salas do piso 0 adjacentes a esta, é efectuada por deslocamento vertical através de plenos de insuflação localizados num piso elevado. Este tipo de sistema aproveita a movimentação ascendente do ar aquecido, para transportar as fontes de calor e os poluentes para o topo da sala, onde a sua rejeição é efectuada por condutas de extracção até às respectivas UTAs.

Para que a simulação térmica tenha em consideração este tipo de climatização, foi inserido na adjacência das duas zonas que utilizam este sistema, uma nova zona que simule o pleno de insuflação, e outra, o pleno de retorno. Deste modo, é possível ao nível do *HVACTemplate:System:VAV* definir com que o ar proveniente das respectivas UTAs, seja escoado primeiramente para o pleno de insuflação, antes de ser insuflado para a zona a climatizar. Esse ar, depois de distribuído pela zona térmica, é recolhido para o pleno de retorno e, posteriormente, reencaminhado para a respectiva UTA (sendo isto também possível de definir no objecto do *E+* referido acima). A partir daqui o ciclo é reiniciado, e a UTA, consoante o caudal de ar novo exigido, volta a insuflar ar para o interior da zona, através do pleno de insuflação. Um facto interessante é o das temperaturas dos plenos (de insuflação e retorno) não serem controladas, mas que no entanto, são condicionadas por estes fluxos de ar.

A simulação da ventilação por deslocamento vertical no interior das zonas, é possível através do recurso ao modelo “*ThreeNodeDisplacementVentilation*” do objecto “*RoomAirModelType*” do *E+*. Este modelo, desenvolvido pela Universidade da Califórnia em San Diego (da Graça & Linden, 2004), baseia-se nas propagações dos fluxos de ar provenientes dos difusores e das plumas térmicas causadas pelas fontes de calor na parte inferior da zona (a partir dos ocupantes e dos equipamentos). Como *input*, é necessário descrever as cargas térmicas e como estas estão distribuídas pela zona, as propriedades dos difusores, o caudal de ventilação, assim como a respectiva temperatura de insuflação.

Neste modelo, a estratificação de uma zona pode-se representar por três temperaturas (Figura 38):

- a temperatura a que a zona é insuflada a partir do pavimento (T_{FLOOR});
- a temperatura de uma subzona ocupada (T_{OC}), sendo esta representante da temperatura intermédia entre a parte superior e inferior da zona, a uma altura, h , do piso;
- e a temperatura no topo da zona, representante do ar “contaminado” prestes a ser rejeitado (T_{MX}).

De modo a poder-se controlar, convenientemente, a temperatura da zona ocupada (resultante da estratificação), considerou-se que o termóstato estava instalado a uma altura de 1.3 m do piso.

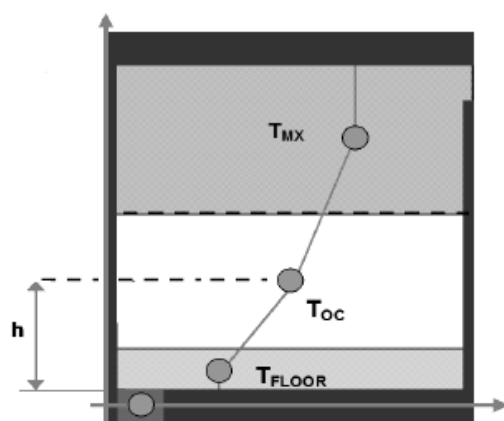


Figura 38 – Representação esquemática dos três nós de temperatura e dos gradientes de temperatura (da Graça & Linden, 2004)

Na simulação foram ainda introduzidos os objectos *Plant:Chiller* e *Plant:Boiler* para assegurar, respectivamente, toda a produção de frio e de calor, quer para as UTAs quer para os VCs existentes no interior do edifício. Durante todo o ano, a temperatura a que a água fria alimenta estes equipamentos é de 9 °C e a de água quente de 55 °C. O retorno destas tem uma variação de, aproximadamente, 5 °C.

A partir daqui, está-se então em condições de se prever as cargas térmicas anuais para o edifício CCO.

6. Optimização do Sistema de Controlo

O presente capítulo apresenta a especificação das regras de controlo, com recurso ao software *MATLAB*, do sistema de produção e armazenamento de calor e frio do edifício CCO da BRISA. No entanto, os pormenores óbvios inerentes ao sistema de controlo vão ser omissos (evitando assim a pormenorização excessiva), sendo a atenção centrada no controlo da interacção entre os colectores solares térmicos, depósitos de inércia térmica e os sistemas auxiliares de produção de calor e frio.

6.1 Rotina de optimização

O algoritmo de operação que simula o desempenho do sistema de climatização, consoante as cargas térmicas do edifício, foi feito com rotinas escritas propositadamente para este efeito, como se pode observar pela figura seguinte:

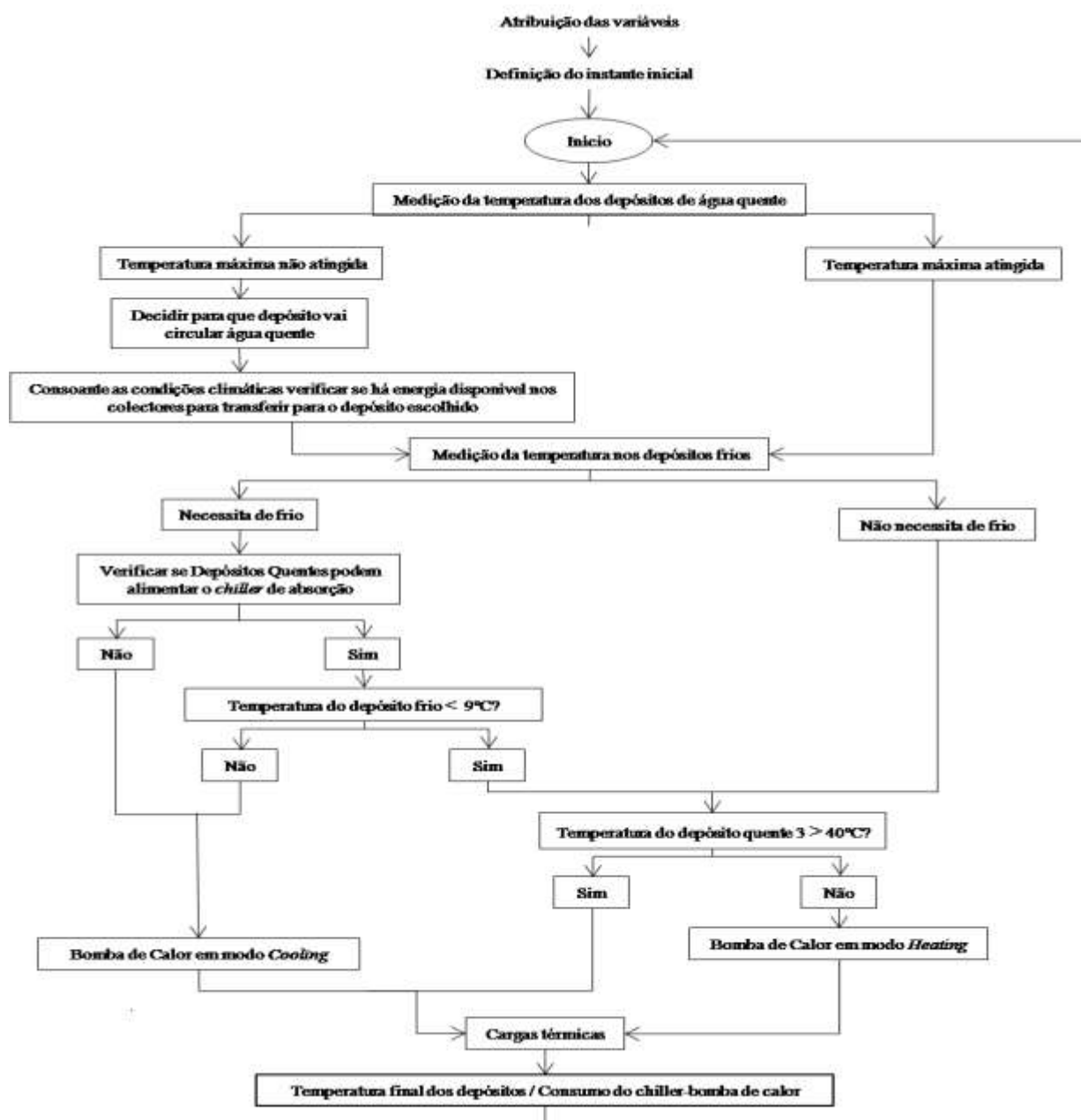


Figura 39 – Fluxograma representativo da optimização do sistema de climatização do edifício CCO

6.2 Regras de controlo do sistema

De uma forma geral pretende-se que as necessidades de calor e frio do edifício sejam satisfeitas o mais possível através da utilização de energia solar disponível. Dessa forma o sistema térmico possui três depósitos de 6 m³ para o armazenamento de calor. Os depósitos DQ1 e DQ2 são responsáveis pela alimentação do *chiller* de absorção de modo a que este produza frio, já o DQ3, é responsável pelas necessidades de aquecimento e pelo consumo de AQS do edifício, mas também, quando possível, pela produção de água fria (apenas na estação de verão). A temperatura máxima da água em cada depósito nunca deve ultrapassar os 97°C de forma a não permitir a formação de vapor de água.

A circulação de água aquecida a partir dos painéis é sempre feita para os depósitos quentes. O critério de escolha desse depósito resulta da comparação da temperatura actual de cada depósito com uma temperatura de referência, que tem o valor de 90 °C para DQ1 e DQ2 e de 55 °C para DQ3. Quando a temperatura do DQ3 se aproximar da temperatura crítica de 40 °C, este passa a ter prioridade no aquecimento, independentemente, do valor da temperatura do DQ1 e DQ2.

A comparação entre as temperaturas dos depósitos e as do circuito de retorno da água quente dos colectores solares determina quando é que existem condições favoráveis para haver circulação de água deste último para os depósitos. Neste algoritmo, estabeleceu-se que só aconteceria esta circulação, sempre que a temperatura de retorno dos colectores solares fosse superior a 3 °C em relação à dos depósitos. Os colectores solares estão organizados em quatro grupos reflectindo a sua orientação espacial: oeste, este, cobertura e sul. Cada um destes grupos tem a sua própria temperatura de controlo, o que possibilita a utilização individualizada dos mesmos.

Além dos depósitos quentes existem dois depósitos que armazenam água fria, DF1 e DF2, que por sua vez, vão alimentar as unidades terminais de climatização no edifício. Idealmente, a temperatura desses depósitos deverá ser 8,5 °C. Quando esta temperatura se eleva, serão utilizados os meios necessários e/ou disponíveis para produzir frio. O *chiller* de absorção é utilizado para produzir água fria somente quando a temperatura dos depósitos quentes for superior a 76 °C (conforme **Anexo II**).

A produção de água quente para DQ3, através do *chiller*-bomba de calor, só deve ser utilizada se a temperatura nesse depósito atingir os 40°C, e caso este, não tenha sido solicitado para produzir frio.

A partir daqui, é possível detalhar a optimização do controlo, utilizando para isso, módulos de programação com estilo *IF-THEN-ELSE*. Primeiramente serão apresentadas as variáveis, os parâmetros e as *flags* utilizadas nos módulos de programação e, posteriormente, esses mesmos módulos.

Atribuição de variáveis e instante inicial

TPO: temperatura de água no último painel do conjunto Oeste.

TPE: temperatura de água no último painel do conjunto Este.

TPS: temperatura de água no último painel do conjunto Sul.

TPC: temperatura de água no último painel do conjunto Cobertura.

Depósito quente 1 (DQ1), com temperatura uniforme de TDQ1.

Depósito quente 2 (DQ2), com temperatura uniforme de TDQ2.

Depósito quente 3 (DQ3), com temperatura uniforme de TDQ3.

TDQx: temperatura do depósito quente para onde irá circular a água quente dos painéis (controlo)

Depósito frio 1 (DF1), com temperatura uniforme de TDF1.

Depósito frio 2 (DF2), com temperatura uniforme de TDF2.

Sinalizadores internos do sistema de controlo:

Sempre que $flag = 0$ (não há circulação de água); $flag = 1$ (há circulação de água);

FA: $flag$ que indica a necessidade de circular água nos painéis: FA=0 (não circula); FA=1 (circula)

FPO, FPE, FPS, FPC: $flags$ que indicam que num determinado grupo de painéis, a água pode circular.

FDQ1_AB: $flag$ que indica que a água quente para o *chiller* de absorção vem do DQ1.

FDQ2_AB: $flag$ que indica que a água quente para o *chiller* de absorção vem do DQ2.

FDF1_AB: $flag$ que indica que a água fria do *chiller* de absorção vai para DF1.

FDF2_AB: $flag$ que indica que a água fria do *chiller* de absorção vai para DF2.

FDF1_BC: $flag$ que indica que a água fria do *chiller* de *backup* vai para DF1 (modo arrefecimento).

FDF2_BC: $flag$ que indica que a água fria do *chiller* de *backup* vai para DF2 (modo arrefecimento).

FDQ3_BC: $flag$ que indica que a água quente do *chiller* de *backup* vai para DQ3 (modo aquecimento).

Instante inicial:

A temperatura da água em todos os painéis está à temperatura ambiente, consoante o ficheiro climático;

DQ1 = 76 °C; DQ2 = 70 °C; DQ3 = 45 °C; DF1 = 9 °C; DF2 = 12 °C;

Não há circulação de água em nenhum equipamento ou bomba de circulação ($flag = 0$).

Módulo de programação

A cada 10 minutos, o sistema de controlo deverá tomar as seguintes decisões:

1. Calcular a temperatura dos depósitos de água quente (TDQ1, TDQ2, TDQ3);
2. Decidir para que depósito deve circular a água quente dos colectores, usando a seguinte regra:

```
IF TDQ1 < 95 OR TDQ2 < 95 OR TDQ3 < 60
  THEN IF TDQ1 > TDQ2 + 5
    THEN IF TDQ2 - 90 > TDQ3 - 55
      THEN IF TDQ3 < 60
        THEN (Circular para DQ3, TDQx=TDQ3)
      ELSE FA=0
    ELSEIF TDQ2 < 95
      THEN (Circular para DQ2, TDQx=TDQ2)
    ELSE FA=0
  THEN IF TDQ1 - 90 > TDQ3 - 55
    THEN IF TDQ3 < 60
      THEN (Circular para DQ3, TDQx=TDQ3)
    ELSE FA=0
```

```
ELSEIF TDQ1 < 95
    THEN (Circular para DQ1, TDQx=TDQ1)
ELSE FA=0
ELSE FA=0;
```

Note-se que neste passo, o sistema ainda não sabe se existe água quente vinda dos colectores para circular. As decisões de circular para o DQ1 ou DQ2 ou DQ3 deverão ter como consequência a abertura das válvulas que separam os respectivos depósitos dos tanques de mistura de água dos colectores.

3. Consoante as condições climáticas, verificar se existe energia disponível nos colectores solares para transferir para o depósito escolhido em 2.

Por exemplo para o grupo de painéis a sul:

```
IF FA≠0
    THEN IF TFS > TDQx + 3
        THEN FPS=1 (A água vai circular pelos painéis a sul e alimentar os depósitos)
        ELSE FPS=0 (Não vai haver circulação nos painéis a sul nem alimentação do depósito)
    ELSE FPS=0 (Não vai haver circulação nos painéis a sul nem alimentação do depósito)
```

4. Consoante a temperatura dos depósitos de água fria (TDF1, TDF2), verificar se é necessária a produção de frio a partir do *chiller* de absorção. Em caso positivo, escolher o depósito quente que vai fornecer calor a este e o depósito de água fria que vai receber o frio produzido.

```
IF TDF1 > 8.5 OR TDF2 > 8.5
    THEN IF TDQ1 > 76 OR TDQ2 > 76
        THEN IF TDQ1 > TDQ2
            THEN FDQ1_AB=1 (o chiller recebe água quente do DQ1)
            ELSE FDQ2_AB=1 (o chiller recebe água quente do DQ2)
        ELSE FDQ1_AB=0 AND FDQ2_AB=0 (o chiller não entra em funcionamento)
    ELSE FDQ1_AB=0 AND FDQ2_AB=0 (não é necessário o chiller funcionar)
```

```
IF FDQ1_AB≠0 AND FDQ2_AB≠0
    THEN IF TDF1 > TDF2
        THEN FDF1_AB=1 (DF1 recebe frio)
        ELSE FDF2_AB=1 (DF2 recebe frio)
    ELSE FDF1_AB=0 AND FDF2_AB=1 (nenhum depósito de água fria recebe frio)
```

5. Calcular novamente as temperaturas dos depósitos de frio e verificar se é necessário a utilização do *chiller*-bomba de calor em modo de arrefecimento. Em caso negativo, verificar se a temperatura do depósito quente 3 (TDQ3) necessita de calor a partir deste.

```

IF TDF1 > 9 OR TDF2 > 9
    THEN IF TDF1 > TDF2
        THEN FDF1_BC=1 (o chiller convencional arrefece o DF1)
        ELSE FDF2_BC=1 (o chiller convencional arrefece o DF2)
    ELSE FDF1_BC=0 AND FDF2_BC=0

```

```

IF FDF1_BC=0 AND FDF2_BC=0
    THEN IF TDQ3 < 40
        THEN FDQ3_BC=1 (o chiller convencional aquece o DQ3)
        ELSE FDQ3_BC=0
    ELSE FDQ3_BC=0

```

6. Fim do módulo. O ciclo é reiniciado.

6.3 Balanço energético dos depósitos

Num depósito de armazenamento com temperatura uniforme (“bem misturado”), o fluido tem uma temperatura T_{dep} , constante em qualquer ponto do depósito. A variação do seu conteúdo energético é:

$$Q_{dep} = M * c_p * \frac{dT_{dep}}{dt} \quad [26]$$

Sendo,

M o volume de armazenamento do depósito (6000 kg) e c_p o calor específico da água (4180 J.kg⁻¹.K⁻¹).

No caso dos depósitos DQ1 e DQ2, que só alimentam o *chiller* de absorção, essa variação é em função:

- da energia fornecida pelos colectores solares (ver Equação 18, 19 e 22):

$$Q_{solar} = A_{col} \frac{Fr'}{F} \left[G\eta_{opt} - U_L(T_{in} - T_a) \right] \quad [27]$$

- da energia fornecida ao gerador do *chiller* de absorção (considerando os gráficos do **Anexo II**):

$$Q_{CHab_{heat}} = \dot{m}_{heat_{CHab}} * c_p * \Delta T_{DQ-CHab} \quad [28]$$

Sendo:

$\dot{m}_{heat_{CHab}}$ - o caudal de água quente necessário para alimentar o *chiller* de absorção [kg.s⁻¹];

$\Delta T_{DQ-CHab}$ - variação de temperatura da água entre a ida e o retorno do depósito para esse *chiller* [K]

- e da energia perdida pelas superfícies do depósito para a sua envolvente:

$$Q_{heat_{perdas}} = U_{dep} (T_{DQ} - T_{\infty}) \quad [29]$$

Sendo:

U_{dep} – o coeficiente global de perdas térmicas do depósito (7.73 W.K^{-1}), determinado na Equação 25.

T_{∞} - a temperatura ambiente do local onde se encontram os depósitos. No edifício em estudo, os depósitos localizam-se numa cave enterrada. Para se obter a sua temperatura, fez-se a média entre a temperatura máxima e mínima do solo a 2 m de profundidade (como representadas na Figura 36). Sendo assim, considerou-se uma temperatura constante ao longo do ano, para essa zona, de $16.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

A partir daqui é possível determinar a temperatura dos depósitos DQ1 e DQ2, no final de cada *timestep*:

$$T_{DQ_{final}} = T_{DQ} + \frac{dT_{dep}}{dt} = T_{DQ} + \left[(Q_{solar} - Q_{CHab_{heat}} - Q_{heat_{perdas}}) / (M * c_p) \right] \quad [30]$$

No caso do depósito DQ3, este é responsável pelas necessidades de aquecimento (previstas no *software* de simulação térmica) e pelo consumo de AQS do edifício, mas também quando possível, pela produção de água fria (apenas na estação de verão). O consumo de AQS neste edifício é pouco significativo, sendo só a partir da baixa utilização dos balneários e dos lavabos. Desta forma, esse consumo foi estimado em 50 L por dia e com um ΔT constante de $45 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Sabendo que o *timestep* do algoritmo é em 10 minutos e não diário, o consumo de AQS foi distribuído pelo dia, aleatoriamente, em períodos de 10 minutos.

Neste depósito, sempre que é necessário aumentar a sua temperatura, pode-se utilizar o *chiller*-bomba de calor (ver Tabela 4). A energia fornecida por este *chiller* eléctrico ao depósito pode ser obtida por:

$$Q_{CHe_{heat}} = \dot{m}_{heat_{CHe}} * c_p * \Delta T_{DQ3-CHe} \quad [31]$$

Sendo:

$\dot{m}_{heat_{CHe}}$ - o caudal de água quente que irá ser aquecido pelo *chiller* eléctrico [kg.s^{-1}];

$\Delta T_{DQ3-CHe}$ - variação de temperatura da água entre a ida e o retorno do depósito para esse *chiller* [K]

A temperatura final do DQ3 pode então ser determinada através:

$$T_{DQ3_{final}} = T_{DQ3} + \left[(Q_{solar} + Q_{CHe_{heat}} - Q_{AQS} - Q_{carga_{heat}} - Q_{CHab_{heat}} - Q_{heat_{perdas}}) / (M * c_p) \right] \quad [32]$$

Os depósitos de frio DF1 e DF2 são responsáveis pelas necessidades de arrefecimento do edifício e, portanto, torna-se imprescindível que estes tenham uma temperatura de, aproximadamente, $8.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ao longo do ano. Para que isto aconteça, os *chillers* podem entrar em funcionamento e fornecer frio a esses depósitos. A variação do conteúdo energético dos depósitos de frio é então em função:

- da energia fornecida pelo *chiller* de absorção (considerando os gráficos do **Anexo II**):

$$Q_{CHab_{cold}} = \dot{m}_{cold_{CHab}} * c_p * \Delta T_{CHab-DF} \quad [33]$$

Sendo:

$\dot{m}_{cold_{CHab}}$ - o caudal de água fria que irá ser arrefecido pelo *chiller* de absorção [kg.s^{-1}];

$\Delta T_{CHab-DF}$ - variação de temperatura da água entre a ida e o retorno do depósito para esse *chiller* [K]

- da energia fornecida pelo *chiller* eléctrico (considerando a Tabela 4):

$$Q_{CHe_{cold}} = \dot{m}_{cold_{CHe}} * c_p * \Delta T_{CHe-DF} \quad [34]$$

Sendo:

$\dot{m}_{cold_{CHe}}$ - o caudal de água fria que irá ser arrefecido pelo *chiller* eléctrico [kg.s⁻¹];

ΔT_{CHe-DF} - variação de temperatura da água entre a ida e o retorno do depósito para esse *chiller* [K]

- e da energia transferida da sua envolvente para as superfícies do depósito:

$$Q_{cold_{perdas}} = U_{dep} (T_{\infty} - T_{DF}) \quad [35]$$

Assim já se pode determinar a temperatura dos depósitos DF1 e DF2, no final de cada *timestep*:

$$T_{DF_{final}} = T_{DF} + \frac{dT_{dep}}{dt} = T_{DF} + \left[\left(-Q_{CHe_{cold}} - Q_{CHab_{cold}} + Q_{carga_{cold}} + Q_{cold_{perdas}} \right) / (M * c_p) \right] \quad [36]$$

Conhecidos os valores da energia fornecida pelo sistema solar e pelo *chiller* convencional, é possível determinar a contribuição final destes na satisfação das necessidades térmicas anuais do edifício CCO.

7. Resultados

7.1 Cargas térmicas

Analizando as temperaturas obtidas para o ar interior em todas as zonas consideradas na simulação, verifica-se que em 96% do tempo no cenário A (figura da esquerda), e 94% no caso do cenário B (figura da direita), essas encontram-se em intervalos de temperatura considerados indicados para as condições térmicas interiores do edifício em estudo ($24\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ na estação de verão e de $20\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ no inverno). Também como esperado, a maior parte das zonas no cenário A apresenta temperaturas mais baixas do que no cenário B, devido ao facto deste último ter maiores ganhos internos (maiores cargas).

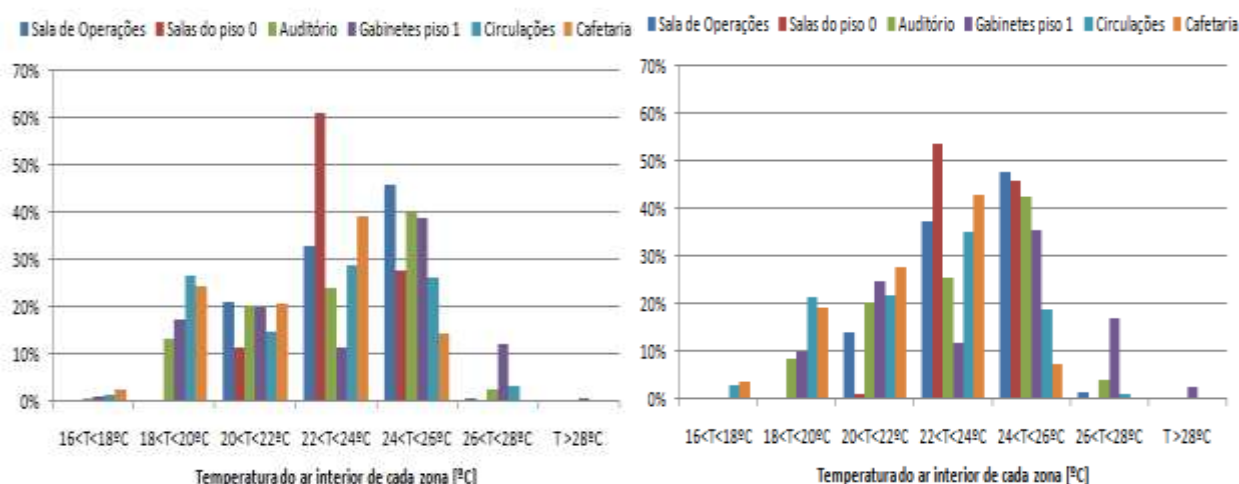


Figura 40 – Frequência das temperaturas obtidas na simulação no cenário A (esquerda) e no cenário B (direita), para o ar interior de cada zona climatizada ao longo de um ano

A ligeira percentagem em que a temperatura interior dos Gabinetes do piso 1 é superior a $26\text{ }^{\circ}\text{C}$, pode resultar do facto da sua climatização (através de ventilo-convectores) só ser efectuada no horário de expediente convencional (9-18h), levando a que no verão haja um aumento da sua temperatura à noite.

A zona do edifício que consome mais energia térmica ao longo do ano é, claramente, a sala de operações (Figura 41), pois esta, como tem grandes cargas internas durante todo o dia, necessita de constantes cargas de arrefecimento ao longo do ano (mesmo na estação de inverno). No entanto, tendo em conta a área ocupada por essas zonas (Figura 42), pode-se concluir de uma forma geral, que as zonas com maior peso no consumo anual de energia térmica são as de menor dimensão.

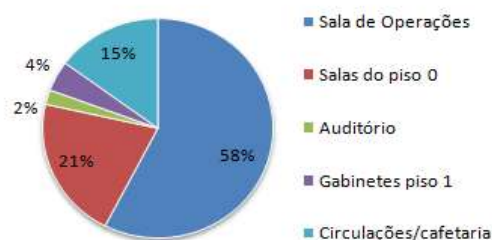


Figura 41 – Contribuição relativa de cada zona no consumo anual do edifício em energia térmica



Figura 42 - Contribuição relativa de cada zona, tendo em conta a sua área de pavimento, no consumo anual de energia térmica do edifício

As duas figuras anteriores podem representar ambos os cenários estudados, uma vez que a diferença entre estes era pouco significativa (com a variação de 1-2% nalgumas zonas).

Na Figura 43 é apresentada a previsão do valor médio diário da carga total de aquecimento (“heat”) e arrefecimento (“cold”). Como esperado, os valores de carga de arrefecimento são superiores para o cenário B (figura da direita), e as cargas de aquecimento são superiores no cenário A (esquerda).

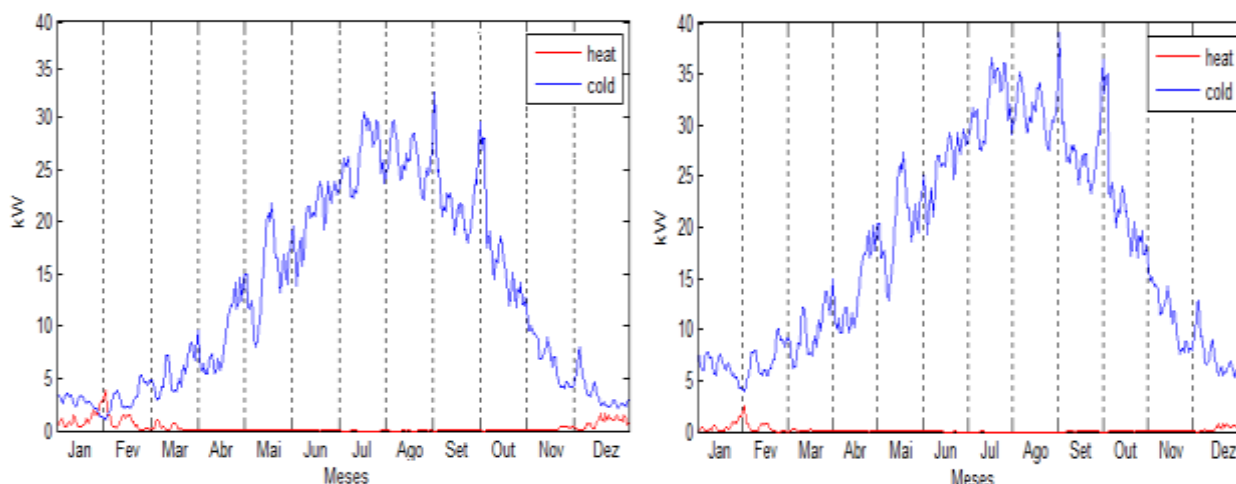


Figura 43 – Previsão do valor médio diário das cargas térmicas no cenário A (esquerda) e B (direita)

A Tabela 11 apresenta as cargas máximas médias durante uma hora e instantâneas (o comportamento do edifício é simulado em intervalos de 10 minutos). Note-se que o sistema de climatização consegue responder a cargas instantâneas superiores à potência instalada (70 kW no caso do chiller de absorção), uma vez que inclui um sistema de armazenagem de frio bem como um conjunto de *cooling coils* sobredimensionado (por forma a poder funcionar com uma temperatura de entrada de 9°C).

Tabela 11 – Carga térmica máxima instantânea e horária para os dois cenários considerados

Cenários	Carga máxima de aquecimento horário (kW)	Carga máxima de aquecimento instantâneo (kW)	Carga máxima de arrefecimento horário (kW)	Carga máxima de arrefecimento instantâneo (kW)
CA	11.14	16.21	54.28	55.92
CB	8.23	12.20	62.98	64.68

7.2 Contribuição da Energia Solar

A figura seguinte apresenta uma previsão dos valores médios mensais diários (em MJ) da energia útil colectada por grupo de painéis solares. Esta energia útil é a energia que, efectivamente, foi aproveitada pelos painéis solares para alimentar os depósitos de armazenagem de água. Tal como esperado, existe uma variação significativa ao longo do ano, bem como ao longo de qualquer dos meses. É perceptível que nos meses frios, o grupo de painéis que vai ter maior contribuição são os da orientação a sul, e que os painéis instalados na cobertura são fundamentais no verão, quando as necessidades térmicas do edifício são maiores. A Figura 44 pode representar a energia solar útil para ambos os cenários estudados, uma vez que a diferença entre estes era pouco significativa.

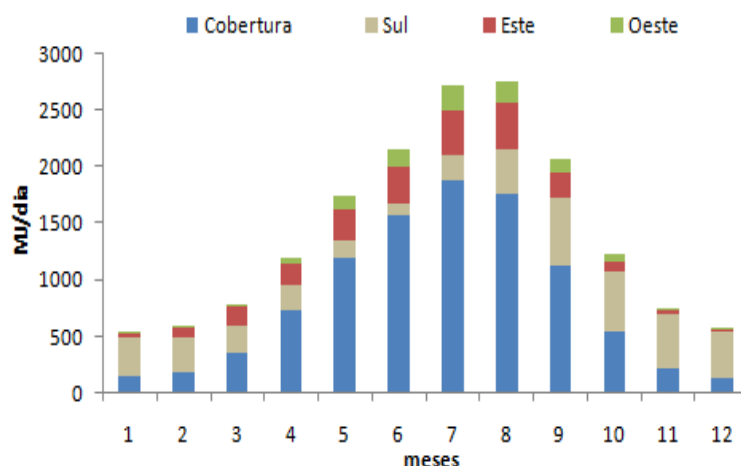


Figura 44 – Previsão média mensal diária da energia útil captada pelos vários grupos de painéis

7.3 Temperatura dos Depósitos

As figuras seguintes apresentam os resultados da simulação do comportamento do sistema de armazenamento de calor e frio nos dois cenários considerados. Esta simulação foi feita a partir dos resultados e de um conjunto de regras de controlo conforme descritos nos capítulos anteriores.

Em todas as figuras, é visível do lado esquerdo a estratégia utilizada na gestão dos três depósitos de água quente, procurando manter os dois depósitos que alimentam o *chiller* de absorção a temperaturas elevadas, para produção de frio em qualquer altura do ano. O depósito 3 (DQ3), que é responsável pelas necessidades de aquecimento e AQS do edifício, também pode ser utilizado para produzir frio nos períodos de forte insolação.

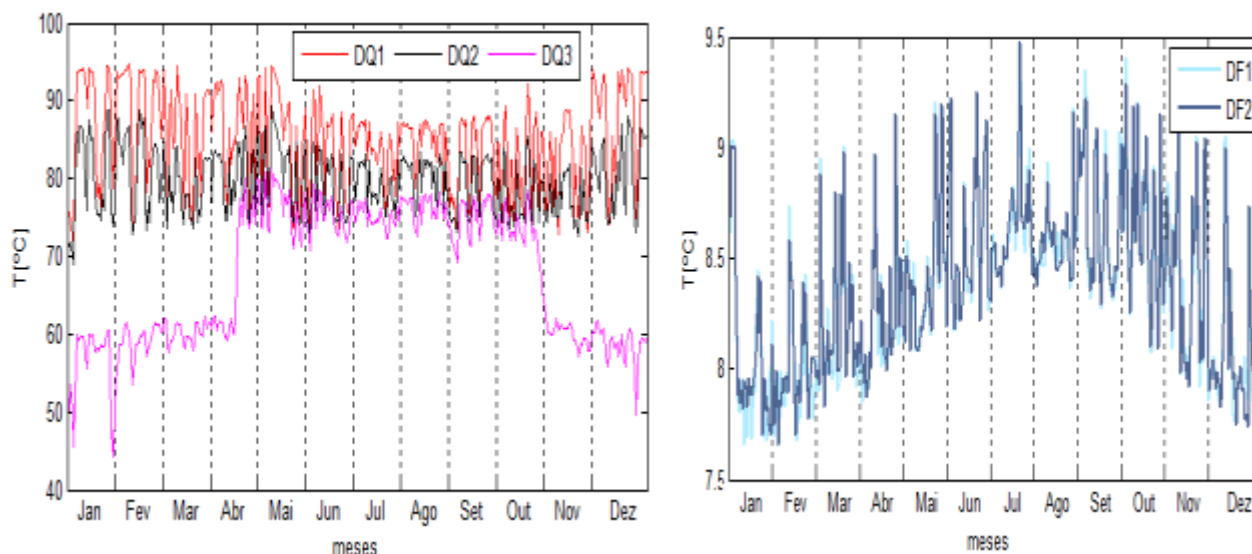


Figura 45 – Previsão das temperaturas dos depósitos de água quente (à esquerda) e água fria (à direita) para o cenário A

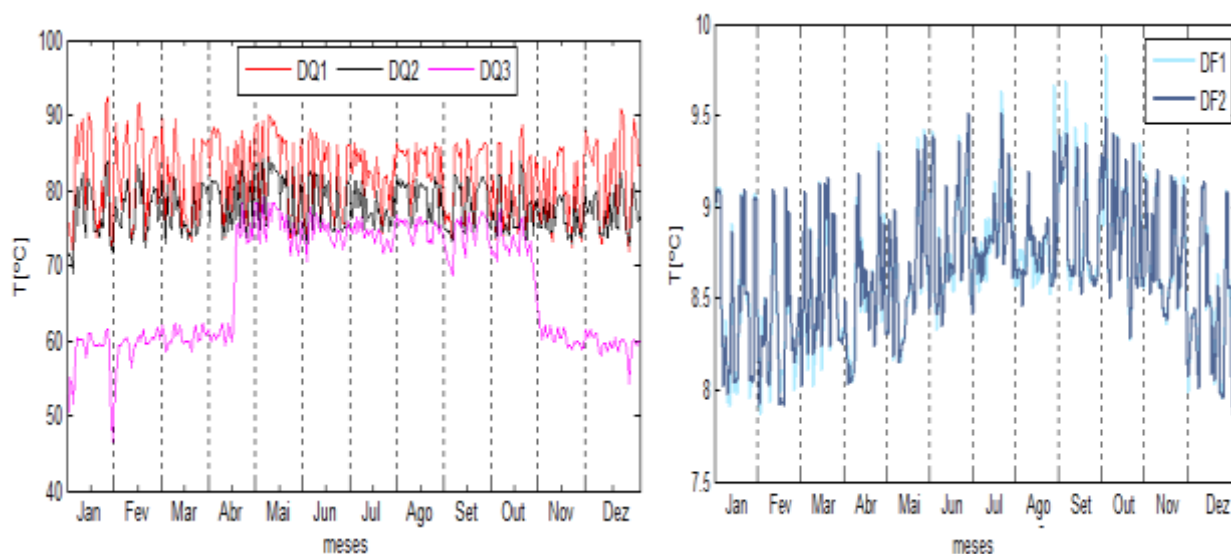


Figura 46 - Previsão das temperaturas dos depósitos de água quente (à esquerda) e água fria (à direita) para o cenário B

O perfil de variação de temperatura do depósito de água fria mostra a utilização que o sistema de controlo faz deste depósito sempre que não existe água quente para produção de frio. Desta forma o *chiller* de apoio só é utilizado quando estritamente necessário.

7.4 Balanço Global do Sistema Térmico

As figuras seguintes apresentam para os dois cenários considerados, a evolução semanal dos vários factores analisados no sistema de arrefecimento solar deste edifício: necessidades térmicas (designada por “AVAC”), energia solar útil (“Esolar”) e o consumo do *chiller* de *backup* (“CHe”). Também é possível de se observar, os valores médios semanais das temperaturas dos cinco depósitos instalados.

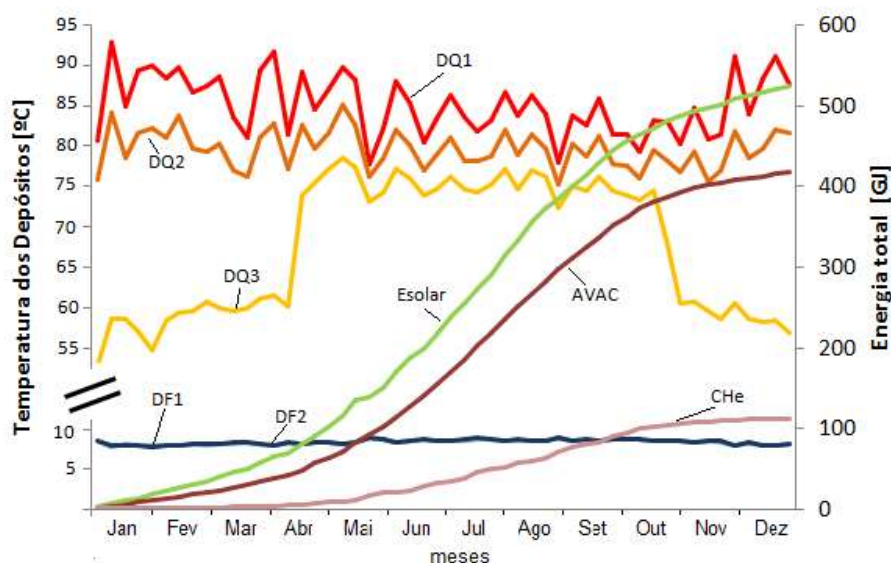


Figura 47 – Balanço semanal ao longo do ano do sistema de climatização do edifício CCO no cenário A

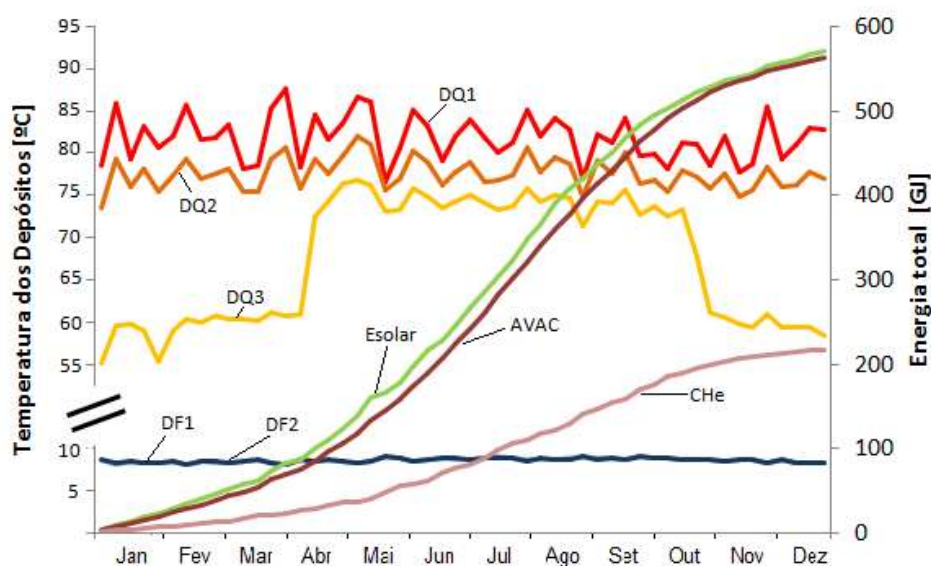


Figura 48 - Balanço semanal ao longo do ano do sistema de climatização do edifício CCO no cenário B

Pela análise das figuras, torna-se perceptível que na estação de verão (quando há mais energia solar disponível), é quando ocorrem as maiores cargas térmicas (arrefecimento), o que pode levar a um aumento na utilização do *chiller* de *backup* (caso o *chiller* de absorção não seja suficiente). A energia anual consumida para AQS não foi representada na figura, pois esta apresenta valores muito reduzidos (3.5 GJ por ano) e de difícil análise.

A Tabela 12 apresenta então os resultados finais para os dois cenários considerados. A sexta coluna apresenta o valor estimado de utilização do *chiller* de apoio (em MJ de energia produzida) e a última coluna, a percentagem de energia total utilizada para climatização que provém desse *chiller*.

Tabela 12 – Balanço anual do sistema de climatização do edifício CCO

Cenário	Carga de Aquecimento (MJ)	Carga de Arrefecimento (MJ)	Cargas térmicas totais (MJ)	Energia solar útil (MJ)	Consumo do Chiller (MJ)	% de uso do apoio (Chiller)
CA	8 910	409 016	417 926	525 067	111 900	26.78
CB	3 377	561 083	564 460	572 450	217 420	38.52

Como esperado, os valores do consumo do *chiller* de *backup* são superiores para o cenário B devido a uma maior necessidade de arrefecimento interior do edifício, levando a que o *chiller* de absorção e os depósitos não tenham uma resposta tão eficaz como verificada no cenário A. Desta forma, o recurso à energia convencional também será maior no cenário B.

8. Conclusões e Desenvolvimento futuro

Actualmente, existe conhecimento e tecnologia suficiente para reduzir o consumo de energia dos edifícios. Nos países do sul da Europa, os sistemas de climatização assistidos por energia solar (também designados por arrefecimento solar térmico), são uma dessas tecnologias, possibilitando a climatização dos edifícios durante a época de maior disponibilidade de energia solar, que por sua vez, coincide com a altura do ano em que as necessidades térmicas são maiores (as de arrefecimento).

Neste trabalho, foi então estudado o sistema de arrefecimento solar térmico do edifício CCO da empresa BRISA, tendo como objectivo, a optimização das regras de controlo da sua nova central térmica.

Após a simulação térmica deste edifício, com recurso ao *software EnergyPlus*, foi possível constatar que as temperaturas do ar interior dos espaços cumprem, em grande parte do ano, as condições térmicas interiores estabelecidas no projecto de execução.

O espaço com maiores necessidades térmicas foi o da sala de operações, devido aos seus elevados ganhos internos e constante horário de utilização, representando quase 60% do consumo anual térmico do edifício. No entanto, a climatização deste espaço por deslocamento vertical, através de plenos localizados no piso, permite melhorar as suas condições de conforto térmico ao longo do ano.

Como esperado, as maiores necessidades térmicas do edifício são de arrefecimento, tendo-se verificado uma carga máxima instantânea de, aproximadamente, 65 kW no cenário B. O cenário A como tem cargas internas mais baixas, apresenta cargas de aquecimento maiores, sendo a sua máxima de 16 kW.

De uma forma geral, pretendeu-se que as necessidades de calor e frio do edifício, fossem satisfeitas o mais possível através da utilização de energia solar disponível. Pela Figura 44, é perceptível que na estação de inverno, o grupo de painéis que teve maior contribuição solar foram os da orientação a sul, e que no verão, foram os da cobertura, maximizando assim o aproveitamento solar. Desta forma, e pela análise das Figura 47 e Figura 48, as cargas totais térmicas previstas para o edifício foram, tal como desejável, sempre inferiores aos valores totais da energia aproveitada pelo sistema de painéis solares.

É importante notar que, atendendo às incertezas de modelação do comportamento térmico do edifício e do complexo sistema de climatização, não é possível determinar com exactidão o valor esperado da utilização do *chiller* de apoio que irá ocorrer no edifício. No entanto, espera-se que o recurso à energia convencional (neste caso, o *chiller*) não exceda os 40%, podendo, em anos favoráveis ser mais próximo de zero. Sendo assim, pode-se concluir que o sistema de climatização do edifício em estudo é altamente eficiente sob o ponto de vista energético, permitindo a redução do consumo de energia eléctrica e, consequentemente, a economia de energia primária, mesmo em casos de pequena fracção solar.

Como trabalho a ser desenvolvido no futuro, pode-se estudar a possibilidade de se considerar a estratificação térmica dos depósitos, o que permite uma melhor distribuição de temperaturas ao longo destes (com temperaturas mais elevadas no topo) e uma temperatura de entrada ao nível dos colectores mais baixa, aumentando o seu rendimento. Também seria interessante, comparar os valores obtidos na simulação térmica do edifício e na do sistema de climatização com valores reais do edifício estudado, de modo a aperfeiçoar o sistema e a encontrar eventuais falhas. No entanto, devido à recente entrada em funcionamento da nova central térmica, tal comparação não foi possível até ao final deste trabalho.

9. Bibliografia

Águas, M. P. (2001). *Conforto térmico - Métodos Instrumentais em Energia e Ambiente*.

Alajmi, A., & El-Amer, W. (2010). Saving energy using under-floor-air-distribution system (UFAD) for commercial buildings. *Elsevier - Energy Conversion and Management* , 1637-1642.

AMES. (2005). *Climasol - A Climatização Solar*. Obtido em Setembro de 2013, de Agência Municipal de Energia de Sintra: <http://ames.pt/mgallery/default.asp?obj=300>

Balaras, C., Grossman, G., & al., e. (2007). Solar air conditioning in Europe - an overview. *Elsevier - Renewable & Sustainable Energy Reviews* , 299-314.

Branz. (s.d.). *Process for template modelling*. Obtido em Novembro de 2013, de Branz: www.branz.co.nz/cms_display.php?sn=169&st=1&pg=9706

D.R. (4 de Abril de 2006). Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios. *Diário da República* , pp. 2416-2468.

da Graça, G. C., & Linden, P. (2004). "A simple model for heat transfer in displacement ventilation". *Proceedings of ROOMVENT* .

Duffie, J. A., & Beckman, W. (1991). *Solar engineering of thermal processes* (2nd ed. ed.). New York: John Wiley & Sons.

Gonçalves, H., & Graça, J. M. (2004). *Conceitos bioclimáticos para os edifícios em Portugal*.

Graça, G. C. (2011). Apontamentos do módulo de Sistemas Energéticos em Edifícios. *Conforto Térmico* .

Graça, João L. C. (s.d.). *OPERATION CO-ORDINATION CENTRE OF BRISA*. Obtido em Maio de 2013, de Carrilho da Graça - arquitectos: http://jlcg.pt/additional_work/brisa

Holman, J. P. (2002). *Heat Transfer*. McGraw-Hill.

IEA. (Março de 2013). *Key World Energy Statistics*. Obtido em Outubro de 2013, de International Energy Agency: www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2013_FINAL_WEB.pdf

IEA. (2013). *Statistics - CO2 Highlights*. Obtido em Novembro de 2013, de International Energy Agency: <http://www.iea.org/media/statistics/CO2Highlights2012.XLS>

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., & al., e. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.

INE. (Fevereiro de 2013). *Quota dos consumos anuais de energia (%) por Sector de actividade económica*. Obtido em Novembro de 2013, de Instituto Nacional de Estatística:

www.ine.pt/xportal/xmain?xpid=INE&xpgid=ine_indicadores&indOcorrCod=0002108&contexto=bd&selTab=tab2

INETI. (Outubro de 2008). *Curso de Instaladores Solares Térmicos*.

Lanham, A., & al., e. (Junho de 2004). Arquitectura bioclimática. *Perspectivas de inovação e futuro - Seminários de Inovação*.

Leite, B. C. (2003). *Sistema de Ar-Condicionado com Insuflamento pelo Piso em Ambiente de Escritórios*. Brasil.

Macau, J., & al., e. (Abril de 2009). *Arrefecimento exsicante evaporativo assistido por energia solar: Resultados obtidos com a UTA instalada no DER/INETI*. Obtido em Agosto de 2013, de Repositório LNEG: <http://repositorio.lneg.pt/handle/10400.9/1024>

Mendes, J. F. (Maio de 2009). *Produção de frio com energia solar*. Obtido em Setembro de 2013, de Repositório Científico do LNEG: <http://repositorio.lneg.pt/handle/10400.9/1023>

NaturalWorks. (2009). Curso de iniciação à simulação em EnergyPlus. Lisboa.

Panão, M. (2010). Apontamentos do módulos de Transferência de Calor em Edifícios. *Climate*.

Santos, C. A., & Matias, L. C. (2006). ITE 50. *Coeficientes de Transmissão Térmica de Elementos da Envolvente dos Edifícios*. Laboratório Nacional de Engenharia Civil.

THERMAX. (Dezembro de 2008). *HOT WATER CHILLER*. Obtido em Abril de 2013, de THERMAX - Sustainable solutions Energy & Environment: <http://www.thermax-europe.com/hot-water-chiller-overview.aspx>

U.S. DOE. (2012). *EnergyPlus - Energy Simulation Software: Testing and Validation*. Obtido em Novembro de 2013, de U.S. Department of Energy,: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/energyplus_testing.cfm

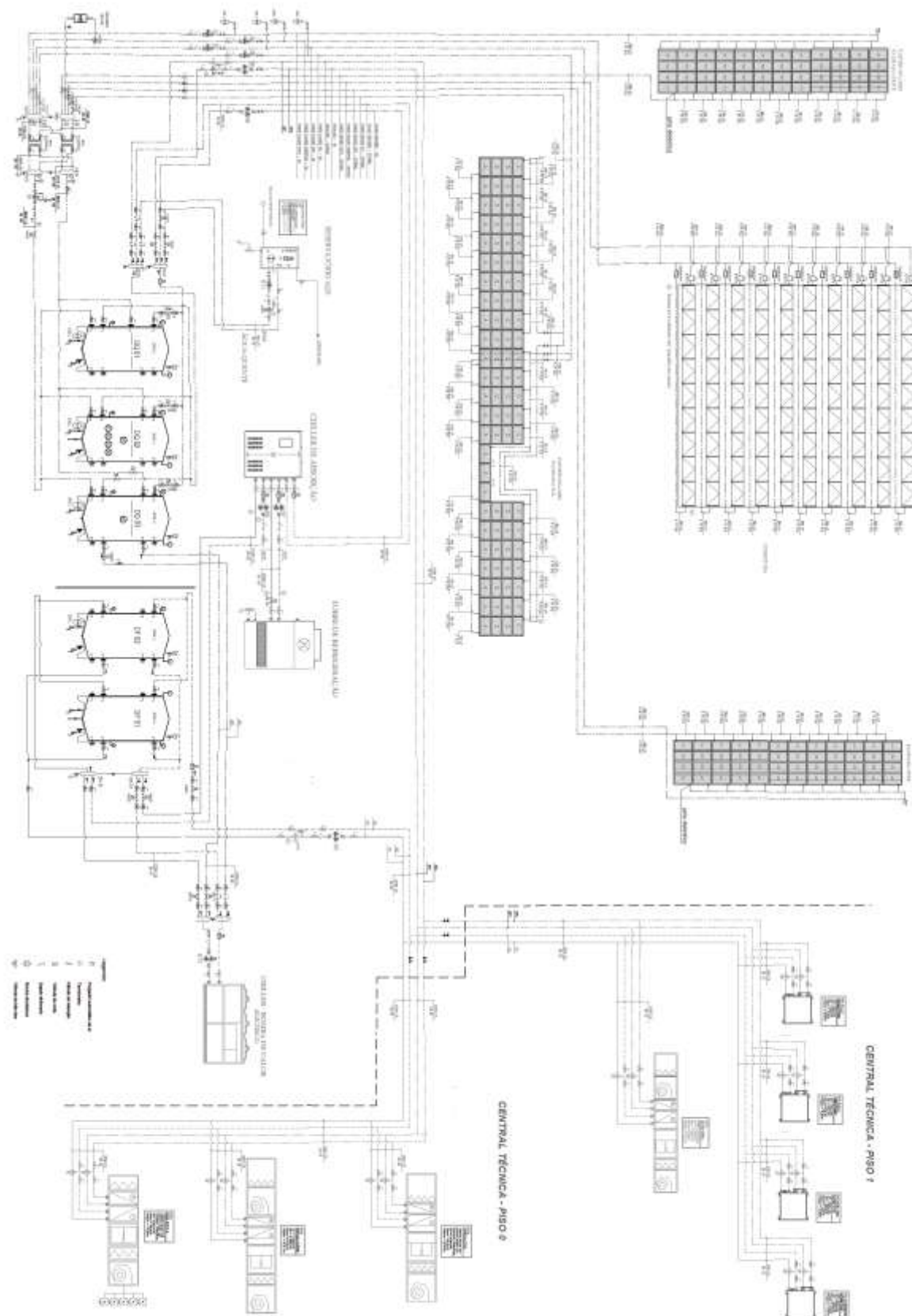
U.S. DOE. (Outubro de 2013). *Getting Started with EnergyPlus*. Obtido em Novembro de 2013, de EnergyPlus Documentation: <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/pdfs/gettingstarted.pdf>

UWE. (2009). *Insulation - Principles and Calculations*. Obtido em Novembro de 2013, de University of the West of England: <http://fet.uwe.ac.uk/conweb/hi4web/Principles/print.htm>

Vallêra, A. (Fevereiro de 2009). Conferência Energia 2020. *Energia Solar*. Faculdade de Ciências da Universidade de Lisboa.

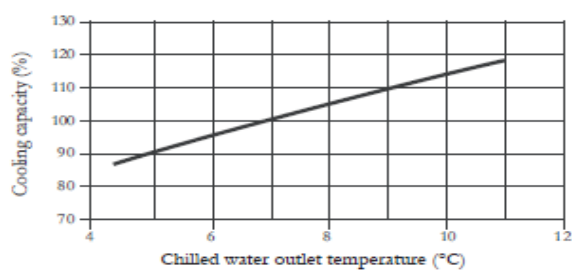
Weiss, W., & al., e. (2008). *Process Heat Collectors, State of the Art within Task33/IV*. Obtido em Novembro de 2013, de IEA - Solar Heating & Cooling Programme: <http://aee-intec.at/Uploads/dateien560.pdf>

10. Anexo I – Esquema completo do sistema de climatização

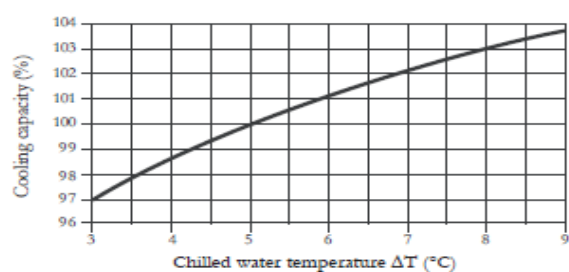


11. Anexo II – Curvas de potência do chiller de absorção

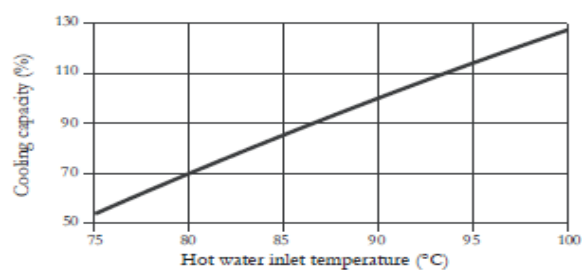
CAPACITY V_s CHILLED WATER OUTLET TEMPERATURE



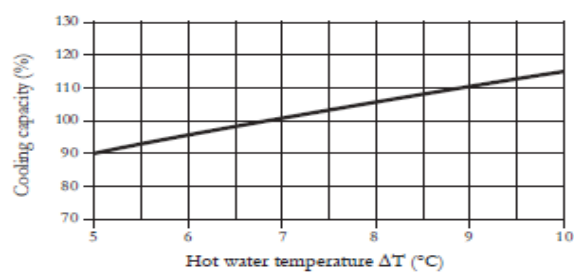
CAPACITY V_s CHILLED WATER TEMPERATURE ΔT



CAPACITY V_s HOT WATER INLET TEMPERATURE



CAPACITY V_s HOT WATER TEMPERATURE ΔT



12. Anexo III - Características específicas das unidades de tratamento de ar

- **UTA – Auditório**

Potência de arrefecimento	8,0 kW
Potência de aquecimento	8,0 kW
Regime de temperaturas no arrefecimento	9 °C / 14°C
Regime de temperaturas no aquecimento	45 °C / 40 °C
Ar tratado	2250 m ³ .h ⁻¹
Ar novo mínimo	1125 m ³ .h ⁻¹
Ar Extracção	1125 m ³ .h ⁻¹
Pressão estática (AT)	100 Pa
Pressão estática (AE)	100Pa

- **UTA – Circulações e Cafetaria**

Potência de arrefecimento	15,0 kW
Potência de aquecimento	15,0 kW
Regime de temperaturas no arrefecimento	9 °C / 14°C
Regime de temperaturas no aquecimento	45 °C / 40 °C
Ar tratado	5100 m ³ .h ⁻¹
Ar novo mínimo	3400 m ³ .h ⁻¹
Ar Extracção	1700 m ³ .h ⁻¹
Pressão estática (AT)	250 Pa
Pressão estática (AE)	150Pa

- **UTA – Sala de operações**

Potência de arrefecimento	40,0 kW
Potência de aquecimento	40,0 kW
Regime de temperaturas no arrefecimento	9 °C / 14°C
Regime de temperaturas no aquecimento	45 °C / 40 °C
Ar tratado	6000 m ³ .h ⁻¹
Pressão estática (AT)	150 Pa

- **UTA – Salas do piso 0**

Potência de arrefecimento	15,0 kW
Potência de aquecimento	15,0 kW
Regime de temperaturas no arrefecimento	9 °C / 14°C
Regime de temperaturas no aquecimento	45 °C / 40 °C
Ar tratado	4000 m ³ .h ⁻¹
Pressão estática (AT)	150 Pa